

31000 98 00 9988

TUGAS AKHIR

NE 1701

**PENGARUH IGNITION DELAY DAN  
PREMIXED COMBUSTION TERHADAP  
TERBENTUKNYA NO<sub>x</sub>**



RSke  
623.872 36  
Saw  
P-1  
1997

Disusun oleh :

**NYOMAN SAWITRA**

NRP. 4293 100 008

**TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
1997**



**PENGARUH IGNITION DELAY DAN  
PREMIXED COMBUSTION TERHADAP  
TERBENTUKNYA NO<sub>x</sub>**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Sistem Perkapalan  
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
S u r a b a y a**

**Mengetahui / Menyetujui  
Dosen Pembimbing**



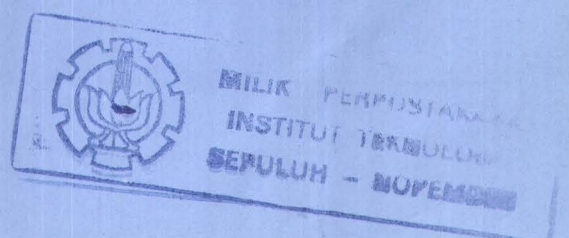
**( DR. Ir. A.A. MASROERI, M Eng )  
NIP. 131 646 647**

**S U R A B A Y A  
Maret, 1997**



## **TUGAS AKHIR**

## **KATA PENGANTAR**





## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur kehadapan Hyang Widhi Waca Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan berkat dan rahmatNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini yang berjudul " **PENGARUH IGNITION DELAY DAN PREMIXED COMBUSTION TERHADAP TERBENTUKNYA NO<sub>x</sub>** ".

Tugas Akhir ini diajukan guna memenuhi sebagian persyaratan untuk menyelesaikan studi tingkat sarjana pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Pada kesempatan ini pula penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar - besarnya kepada :

1. Bapak DR. Ir. A.A. Masroeri, M Eng. Selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan sekaligus dosen pembimbing yang telah banyak memberikan pengarahan dan bimbingan buat penulis.
2. Bapak Ir. Aguk Zuhdi M, M Eng. selaku dosen pembimbing sekaligus dosen wali yang telah banyak memberikan bimbingan dan motivasi buat penulis.
3. Bapak Ir. I Wayan Lingga I. selaku dosen wali yang telah memberikan pengarahan dan dukungan buat penulis.
4. Segenap Dosen dan Karyawan di lingkungan Teknik Sistem Perkapalan.
5. Rekan - rekan sesama mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan.



6. Bapak, Ibu, Beli Putu ,Mbok Komang, Beli Kadek , Ketut Nik si kembar Sawitri, Kakek, Nenek, Pak Kadek dan semua keluarga tercinta, tanpa jerih payah dan dorongannya penulis tidak akan bisa seperti sekarang ini.
7. Teman - teman seperjuangan ; Bondol, Gde Plin, Cecep, Situt, Bagus Suryadarma, Bagus Sukadana, Kir serta yang lainnya.

Akhir kata penulisan tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Untuk itu penulis sangat mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.

*Penyusun*

**NYOMAN SAWITRA**

**Maret, 1997**

**TUGAS AKHIR**

**DAFTAR ISI**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**KATA PENGANTAR**

**DAFTAR ISI**

**ABSTRAKSI**

**NOMECLATURE**

**DAFTAR GAMBAR**

**DAFTAR TABEL**

**BAB I PENDAHULUAN**

I-1

**BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

II-1

**BAB III DASAR TEORI**

III-1

3.1. Umum

III-1

3.2. Ignition Delay

III-2

3.3. Premixed Combustion Period

III-6

3.4. Diffusion Combustion Period

III-7

3.5. Final Combustion

III-7

3.6. Heat Release

III-7

3.7. Pembentukan NO<sub>x</sub>

III-10

3.7.1. Stpchiometry Pembakaran

III-12

3.7.2. Chemical Reaction Rate

III-14

3.7.3. Metode Pengukuran NO<sub>x</sub>

III-18

3.8. Teknik Pendataan

III-19

**BAB IV EKSPERIMEN NO<sub>x</sub> DAN SIMULASI**

4.1. Eksperimen NO<sub>x</sub>

IV-1

4.2. Struktur Simulasi Terbentuknya NO<sub>x</sub>

IV-4

4.2.1. Spesifikasi Mesin dan Kondisi Operasi

IV-6

4.2.1.1. Spesifikasi Mesin

IV-6

4.2.1.2. Spesifikasi Bahan Bakar

IV-6

4.2.1.3. Spesifikasi Nozzle

IV-7

4.1.1.4. Kondisi Operasi

IV-7



**LEMBAR PENGESAHAN**

**KATA PENGANTAR**

**DAFTAR ISI**

**ABSTRAKSI**

**NOMECLATURE**

**DAFTAR GAMBAR**

**DAFTAR TABEL**

**BAB I PENDAHULUAN**

I-1

**BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

II-1

**BAB III DASAR TEORI**

III-1

3.1. Umum

III-1

3.2. Ignition Delay

III-2

3.3. Premixed Combustion Period

III-6

3.4. Diffusion Combustion Period

III-7

3.5. Final Combustion

III-7

3.6. Heat Release

III-7

3.7. Pembentukan NO<sub>x</sub>

III-10

3.7.1. Stpchiometry Pembakaran

III-12

3.7.2. Chemical Reaction Rate

III-14

3.7.3. Metode Pengukuran NO<sub>x</sub>

III-18

3.8. Teknik Pendataan

III-19

**BAB IV EKSPERIMEN NO<sub>x</sub> DAN SIMULASI**

4.1. Eksperimen NO<sub>x</sub>

IV-1

4.2. Struktur Simulasi Terbentuknya NO<sub>x</sub>

IV-4

4.2.1. Spesifikasi Mesin dan Kondisi Operasi

IV-6

4.2.1.1. Spesifikasi Mesin

IV-6

4.2.1.2. Spesifikasi Bahan Bakar

IV-6

4.2.1.3. Spesifikasi Nozzle

IV-7

4.1.1.4. Kondisi Operasi

IV-7

**TUGAS AKHIR**

**ABSTRAKSI**

## ABSTRAKSI

*Mesin diesel merupakan salah satu penyumbang emisi NOx yang terbesar khususnya di dunia perkapalan. Emisi NOx yang dihasilkan dalam proses pembakaran mesin diesel, sangat peka terhadap temperatur peningkatan temperatur akan meningkatkan produksinya dan produksi NOx yang terbesar terjadi pada periode premixed combustion yang terbentuk pada daerah gas pembakaran yang tinggi, besar dan kecilnya premixed combustion berhubungan langsung terhadap ignition delay yang terjadi.*



**TUGAS AKHIR**

**NOMENCLATURE**

## 1. SIMBOL

$a$	Radius crank
$A$	Area ( Luasan )
$B$	Diameter silinder
$c$	Specific heat
$c_p$	Specific heat pada tekanan konstan
$c_v$	Specific heat pada volume konstan
$C_nH_m$	Bahan bakar hidrokarbon, $n$ , $m$ adalah index carbon dan hydrogen
$CO$	Carbon monoksida
$CO_2$	Carbon Dioksida
$d$	Diameter
$dT$	Turunan temperatur
$dU$	Turunan energi dalam
$dV$	Turunan Volume
$D$	Diameter
$e$	Specific energy
$E_A$	Activation energy
$f$	Fuel mass fraction
$g$	Percepatan Gravitasi
$h$	Specific entalphy
$H$	Entalphy
	Atom hydrogen

$H_2O$	Air
$J$	Flux
$k$	Konduktivitas panas
$K^+, K^-$	Konstanta kecepatan reaksi pembentukan, penguraian.
$K$	Konstanta
$l$	Panjang connecting rod
$L$	Langkah piston
$m$	Massa
$\dot{m}$	Kecepatan aliran massa
$m_r$	Massa residual gas
$M$	Berat molekul
$M_r$	Mol gas kerja
$M_{ud}$	Mol udara
$n$	Jumlah mol Eksponen polytropic
$n_p$	Jumlah mol total produk
$n_R$	Jumlah putaran crank setiap power stroke
$N$	kecepatan rotasional crankshaft Atom nitrogen
$NO$	Nitric oxide
$NO_x$	Oksida nitrogen
$O$	Oksigen



$P$	Tekanan silinder
	Tekanan
	Power, daya
$P_i$	Tekanan awal kompresi
$P_n$	Tekanan ke n
$\dot{q}$	Kecepatan heat transfer setiap unit area
	Kecepatan heat transfer setiap unit massa fluida
$Q$	Heat transfer
$\dot{Q}$	Kecepatan heat transfer
$Q_{CH}$	Gross heat release atau keluaran energi kimia bahan bakar
$Q_{HV}$	Fuel heating value, nilai panas bahan bakar
$Q_n$	Net heat release
$r$	Radius
$r_c$	Compression ratio
$R$	Panjang connecting rod / crank radius
	Konstanta gas
	Radius
$RH$	Relative humidity
$R_s$	Swirl ratio
$S_p$	Kecepatan piston
$t$	Waktu
$T$	Temperatur
$T_n$	Temperatur ke n

$u$	Energi dalam specific
$U$	Energi Dalam
$v$	Volume spesifik Kecepatan
$v$	Kecepatan
$V$	Volume silinder Volume
$V_c$	Volume clearance
$V_d$	Volume displacement silinder
$V_j$	Volume awal kompresi
$V_n$	Volume ruang bakar ke n
$W$	Work transfer
$W_c$	Kerja per siklus
$x$	Fraksi mol
$x_b$	Fraksi massa yang terbakar
$x_r$	Fraksi massa residual
$y$	Fraksi volume
$\alpha$	Thermal diffusivity
$\beta$	Sudut
$\gamma$	Ratio panas spesifik $c_p / c_v$
$\eta_f$	Fuel conversion efficiency
$\theta$	Sudut engkol
$\rho$	Density

$\rho_{a,o}$	Density udara standar
$\rho_{a,i}$	Density udara inlet
$\tau$	Karakteristik waktu
$\tau_{id}$	Ignition delay time
$\phi$	Ratio Equivalensi udara bahan bakar

## 2. SUBSCRIPTS

a	Udara
b	Gas pembakar
c	silinder
f	Bahan bakar
g	Gas
i	Intake
l	Liquid
p	Piston
R	Nilai referensi

## 3. NOTASI

$\Delta$	Selisih
-	Nilai rata - rata
$\sim$	Harga tiap mol
[ ]	Konsentrasi, mol/volume
{ }	Fraksi massa



#### 4. ABBREVIATIONS

( A/F ) Air/fuel ratio

BDC Bottom dead center

CN Cetane number fuel

EGR Exhaust gas recycle

EI Emission index

( F/A ) Fuel/air ratio

HHV High heating value

LHV Low heating value

MEP Mean effectif pressure

Re Reynold number

sfc Spesific fuel cosumption

TDC Top dead center

**TUGAS AKHIR**

**DAFTAR GAMBAR**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 3.1. Proses Pembakaran Mesin Diesel.

Gambar 3.2. Diagram tekanan untuk compression ignition engine.

Gambar 3.3. Open Boundary System untuk Analisa Heat Release.

Gambar 3.4. Faktor - faktor penentu tingkat emisi NOx.

Gambar 3.5. Hubungan emisi NOx dengan temperatur.

Gambar 4.1. Diagram Skematik Test Setup.

Gambar 4.2. Struktur thermodinamika simulasi diesel engine untuk memprediksi  
NOx yang terbentuk.

Gambar 4.3. Geometry silinder pada reciprocating engine.

Gambar 5.1. Grafik Ignition Delay vs Load.

Gambar 5.2. Grafik NOx Emission vs Power.

Gambar 5.3. Grafik Temperatur vs NOx Emission. ( Inj. Timing  $15^{\circ}$  BTDC )

Gambar 5.4. Grafik Temperatur vs NOx Emission. ( Inj. Timing  $20^{\circ}$  BTDC )

Gambar 5.5. Grafik Temperatur vs NOx Emission. ( Inj. Timing  $25^{\circ}$  BTDC )

Gambar 5.6. Grafik Temperatur vs Putaran sudut engkol pada variasi beban.

Gambar 5.7. Grafik Heat Release vs Putaran sudut engkol pada variasi beban.

Gambar 5.8. Grafik Temperatur Maksimum vs Injection Timing.

Gambar 5.9. Grafik Temperatur Maksimum vs Load.



**TUGAS AKHIR**

**DAFTAR TABEL**



## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Konstanta kecepatan reaksi untuk Zeldovich dan Lavoich mechanism.

Tabel 4.1. Kondisi Eksperimen Emisi NO<sub>x</sub>.

Tabel 4.2. Typical standar kondisi ambient.

Tabel 4.3. Principle constitutes dari udara kering.

Tabel 4.4. Komposisi Gas Yang Terbakar.

Tabel 4.5. Konstanta kecepatan reaksi pembentukan nitric oxides.

Tabel 4.6. Konstanta kecepatan reaksi penguraian nitric oxides.

Tabel 5.1. Data Hasil Percobaan.

Tabel 5.2. Ignition Delay.

# **TUGAS AKHIR**

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

Perkembangan desain mesin diesel sebagai salah satu penggerak utama kapal dewasa ini telah mengalami peningkatan dan perubahan yang begitu pesat didukung dengan tingkat kemajuan teknologi dan kualitas sumber daya manusia yang semakin meningkat, yang mana dititikberatkan pada upaya peningkatan efisiensi, penurunan pemakaian bahan bakar serta penurunan kandungan emisi gas buang yang dihasilkan. Salah satu gas pollutan yang sangat diperhatikan adalah NO<sub>x</sub>, dimana mesin diesel adalah penyumbang NO<sub>x</sub> yang cukup besar, sehingga hal ini akan berkaitan langsung dengan masalah lingkungan yang sangat serius dewasa ini yakni dengan semakin meningkatnya suhu bumi akibat semakin menipisnya lapisan ozon, yang lebih dikenal dengan istilah green house effect, serta apabila bereaksi dengan ozon yang ada di atmosfer akan menyebabkan terjadinya hujan asam, sehingga sangat perlu dipelajari bagaimana terbentuknya NO<sub>x</sub> pada mesin diesel. Dan inilah topik utama yang dijadikan sebagai bahan penelitian dalam upaya lebih meningkatkan kesempurnaan desain mesin diesel dan optimalisasi operasi mesin diesel yakni penelitian yang mengarah ke - hal bagaimana mengurangi seminimum mungkin tingkat konsentrasi emisi NO<sub>x</sub> yang dihasilkan dari proses pembakaran pada mesin diesel, serta untuk mengetahui berbagai faktor yang mempengaruhi terhadap tingkat konsentrasi NO<sub>x</sub> yang terbentuk, dan diharapkan pula mampu untuk menjawab berbagai dampak



negatif atas permasalahan - permasalahan yang terjadi. Karena di lain pihak mesin diesel banyak dimanfaatkan diberbagai sektor industri khususnya di dunia perkapalan sebagai penggerak utama kapal, hal ini cukup beralasan karena efisiensi mesin diesel yang cukup tinggi, durability serta reliabilitynya yang lebih baik. Namun keunggulan ini juga diikuti dengan tingginya emisi gas buang yang dihasilkan, sehingga perlu pemikiran untuk mengatasi bagaimana upaya penurunan emisi gas buang tersebut.

Tingkat konsentrasi emisi NOx yang dihasilkan dari proses pembakaran pada mesin diesel sangat bergantung pada desain awal dan kondisi operasi mesin diesel terutama temperatur, yang mana NOx sangat peka terhadap temperatur, peningkatan temperatur akan meningkatkan produksinya. Periode premixed combustion terjadi pada temperatur yang tinggi, sehingga NOx sangat banyak terbentuk pada periode pembakaran ini. Premixed combustion juga dipengaruhi oleh banyak faktor diantaranya waktu penginjeksian bahan bakar serta berhubungan langsung dengan ignition delay. Dengan mengkaji hal tersebut maka dalam tugas akhir ini akan dibahas sejauh mana pengaruh ignition delay dan premixed combustion terhadap terbentuknya NOx melalui eksperimen pada proses pembakaran mesin diesel putaran tinggi dengan variabel operasi load dan waktu penginjeksian, selanjutnya akan diketahui sejauh mana yang trend yang terjadi terhadap tingkat konsentrasi NOx yang terbentuk.

Karena dalam operasi mesin diesel phenomena yang terjadi begitu kompleks, serta banyaknya variabel dan parameter kondisi operasi yang

mempengaruhi proses pembakaran serta terhadap tingkat konsentrasi NOx yang terbentuk, maka perlu adanya pembatasan masalah, disamping untuk memudahkan perhitungan, penyesuaian terhadap waktu yang tersedia juga untuk mendapatkan hasil yang lebih baik. Pembatasan masalahnya yakni :

Penelitian hanya ditujukan untuk mengetahui pengaruh dari ignition delay dan premixed combustion terhadap tingkat konsentrasi NOx yang dihasilkan dari proses pembakaran pada mesin diesel melalui eksperimen pada mesin diesel putaran tinggi dengan variabel operasi load dan waktu penginjeksian.

Dan dalam menyusun karya tulis ini menggunakan metode penulisan, diantaranya :

1. Metode Eksperimental pada proses pembakaran mesin diesel untuk mengetahui tingkat konsentrasi NOx yang dihasilkan, dengan pengkajian teoritis struktur simulasi terbentuknya tingkat konsentrasi NOx pada proses pembakaran mesin diesel.
2. Study literatur.

# **TUGAS AKHIR**

## **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**



## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

Dalam mencapai titik optimum operasi mesin diesel digarisbawahi pentingnya pemahaman mengenai proses pembakaran, konversi energi kimia ke thermal serta bahan bakar dan tentu pula harus mempertimbangkan keseimbangan antara keuntungan dan dampak negatif yang ditimbulkan bagi alam kehidupan berupa emisi gas buang. Parameter - parameter yang mempengaruhi karakteristik bahan bakar akan berpengaruh terhadap proses pembakaran dan tentu pula terhadap tingkat konsentrasi emisi NOx yang dihasilkan. Proses pembakaran pada mesin diesel dibagi menjadi empat periode waktu pembakaran, dimana pada ignition delay sangat berpengaruh terhadap tingkat konsentrasi NOx yang terbentuk dan juga pemakaian bahan bakar, sedangkan produksi NOx terbesar dihasilkan pada periode premixed combustion, dimana semakin tinggi kenaikan premixed combustion semakin tinggi konsentrasi emisi NOx yang diproduksi ( *David & Kingsley, 1983* ). Hal ini disebabkan, karena pada periode premixed combustion dalam proses pembakaran mesin diesel sangat berpengaruh terhadap tingginya heat release serta temperatur, yang diakibatkan kenaikan tekanan yang sangat tinggi. Dan peningkatan fraksi pembakaran premixed yakni bahan bakar yang terbakar dalam periode waktu premixed combustion juga akan meningkatkan emisi NOx yang terbentuk, dimana fraksi pembakaran premixed meningkat



dengan meningkatnya kecepatan mesin, menurunnya ratio udara - bahan bakar dan semakin panjangnya periode waktu ignition delay ( *Alkidas*, 1987 ).

Pemodelan ataupun simulasi pada proses pembakaran mesin diesel diterapkan untuk mengevaluasi perubahan parameter proses pembakaran yang terjadi, dimana bertanggung jawab terhadap pengukuran penurunan emisi dan juga pengaruh modifikasi secara umum parameter proses pembakaran terhadap emisi NOx digunakan untuk perubahan dalam parameter proses pembakaran yang didesain untuk pendekatan peraturan emisi dimasa datang. Penurunan NOx dan emisi particulate lainnya yang dihasilkan pada proses pembakaran disederhanakan dan diasumsikan hanya terjadi pada periode waktu premixed combustion yakni pembakaran bahan bakar yang telah diinjeksikan selama periode ignition delay ( *Wade*, 1987 ). Dalam bidang engineering simulasi merupakan suatu proses yang telah hadir sebagai alat bantu utama untuk pengembangan dengan menggunakan kombinasi pendekatan pada asumsi dan persamaan yang memberikan ciri kritis proses yang dianalisa, selanjutnya dikembangkan sebagai dasar pengertian pada phenomena secara fisik dan kimia, serta penting secara kontinyu dihubungkan dengan kemampuan komputer untuk menyelesaikan persamaan - persamaan kompleks yang semakin meningkat ( *Heywood*, 1989 ).

Satu hal penting yang menjadi pembahasan utama dewasa ini dalam pengembangan desain mesin diesel untuk mencapai optimalisasi operasi mesin diesel dan menurunkan dampak negatif yang ditimbulkan adalah penelitian yang mengarah ke-hal bagaimana dapat mereduksi emisi NOx dan smoke level yang

dihasilkan pada proses pembakaran mesin diesel secara serentak sehingga dapat memenuhi peraturan - peraturan yang berlaku dan lebih bersahabat terhadap lingkungan (Akira & Kontami, 1991 ). Dan tingkat konsentrasi NOx yang dihasilkan dari proses pembakaran mesin diesel sangat bergantung pada desain mesin dan kondisi operasi ( Heywood, 1989 ). Emission legislation di beberapa negara maju dewasa ini semakin diperketat, di Amerika untuk NOx Heavy Duty Diesel ; pada tahun 1990 dibatasi hingga 6 g/hph, kemudian pada tahun 1991 diperbaharui menjadi 5 g/hph ( Mullins, 1991 ), sedangkan legislation di Jepang sejak tahun 1988 ; dibatasi sampai pada 6 g/kwh untuk DI dan 5 g/kwh untuk IDI pada tahun 1994 akan diperkecil menjadi 4,5 g/kwh pada tahun 2000 mendatang ( Hiroyasu, 1993 ). Dan penelitian mengenai berbagai faktor yang berpengaruh terhadap tingkat konsentrasi NOx yang terbentuk telah dilaksanakan baik melalui eksperimen ataupun perhitungan simulasi data pada mesin diesel untuk mendapatkan faktor - faktor penurun tingkat konsentrasi emisi NOx, serta diperjelas dengan simulasi data akan lebih memungkinkan untuk mengevaluasi secara pasti kecenderungan terbentuknya NOx ( Nagai & Masayoshi, 1991 ).

Beberapa cara untuk menurunkan emisi gas buang antara lain ; mengembangkan bahan bakar alternatif ( alkohol, Gas alam, penambahan air baik injection maupun emulsion ), Particulate Trade System, Exhaust Gas Recirculation ( Iwamoto & Mizuno, 1993 ), Improvement of Combustion System serta yang lainnya. Penurunan NOx juga dapat dilakukan dengan jalan penginjeksian air ke dalam ruang bakar melalui manifolds, air juga dapat

diemulsikan ke dalam bahan bakar dengan menambahkan bahan surfactant air tidak akan terjadi pemisahan ( *Pucher & Netzel, 1984* ), cara yang lain adalah mensirkulasikan gas buang ke dalam ruang bakar, tingkat keefektifan dari sistem ini sangat baik namun terjadi kontaminasi dan korosi pada intake dan exhaust manifold system selain dari pada itu juga akan meningkatkan soot. Teknik yang lainnya adalah dengan menggunakan selective catalyc dengan menggunakan amonia sebagai pereduktan ( *Iwamoto dan Mizuno, 1993* ).



## **TUGAS AKHIR**

### **BAB III**

### **DASAR TEORI**

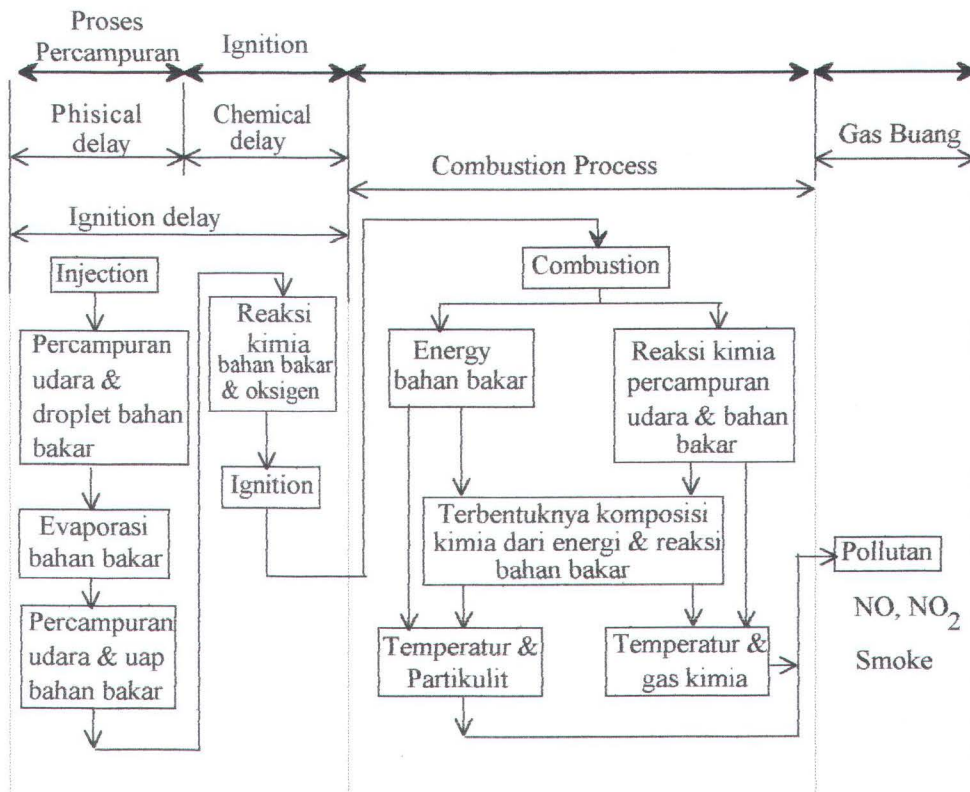


## BAB III

### DASAR TEORI

#### 3.1. Umum

Mesin diesel menghasilkan kerja langsung dari hasil proses pembakaran didalam ruang bakar pada tekanan dan temperatur yang sangat tinggi dan lebih dikenal dengan *compression ignition engine*, bahan bakar diinjeksikan kedalam silinder sesaat sebelum mulai pembakaran, sehingga hampir keseluruhan bagian kritis pada siklus distribusi bahan bakar adalah nonuniform. Proses pembakaran pada mesin diesel dibagi ke dalam empat periode waktu pembakaran ;



Gambar 3.1. Proses pembakaran mesin diesel.

1. Ignition Delay period.
2. Premixed Combustion Period ( Rapid Combustion ).
3. Diffusion Combustion Period ( Controlled combustion Period ).
4. After Burning ( Final Combustion ).

Sedangkan hasil dari proses pembakaran tersebut menghasilkan pollutan baik berupa emisi gas seperti NO dan NO<sub>2</sub> yang lebih dikenal dengan NO<sub>x</sub>, maupun emisi particulate lainnya, dimana 0,2 - 0,5 % massa bahan bakar dipancarkan sebagai partikel kecil (  $\sim 0,1 \mu\text{m}$  ), yang utama adalah partikel soot dengan tambahan absorpsi material hydrocarbon HC.

### 3.2. Ignition delay

Ignition delay adalah interval waktu antara awal penginjeksian dan awal pembakaran, yang diawali dengan penginjeksian bahan bakar kedalam silinder hingga menunjukkan hot flame ( self ignition ) yakni awal dari explosive burning yang diikuti dengan kenaikan tekanan yang sangat tajam, yang terbagi menjadi dua yakni physical dan chemical delay ;

- (i). Physical delay ; waktu dari injection hingga menguapnya partikel titik droplet dengan percampuran udara\_bahan bakar hingga mencapai temperatur ignition, terjadi diffusi uap\_bahan bakar ke udara.
- (ii). Chemical delay ; waktu yang dibutuhkan dalam reaksi kimia yang prosesnya seperti ignition theory.

Pengukuran ignition delay sendiri adalah waktu antara permulaan needle valve terangkat dan titik dimana tekanan meningkat cepat seperti yang direcord pada diagram indikator seperti terlihat pada gambar 3.2. Perumusan empiris untuk menentukan ignition delay period menurut *Herdenberg & Hase* adalah sebagai berikut :

$$\tau'_{id} = (0,36 + 0,22 \cdot \tilde{S}_p) \cdot \text{Exp} \left[ E_A \left( \frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left( \frac{21,2}{P - 12,4} \right)^{0,63} \right] \text{CA} \quad (3.1)$$

$$\tau_{id} = \frac{\tau'_{id}}{0,006 \cdot N} \quad \text{millidetik.} \quad (3.2)$$

dimana :

T, P : Temperatur ( K ) dan tekanan ( Bar ) selama delay.

$\tilde{S}_p$  : Kecepatan rata - rata piston ( m/dt ).

: 2 . L . N

R : Universal gas constant 8,3143 J/mol K .

$E_A$  : Activation energy ( J/mol ).

: 618.840 / ( CN + 25 )

CN : Cetana number, dan N : Putaran per menit.

Sedangkan menurut *Arrhenius* dirumuskan secara empiris sebagai berikut :

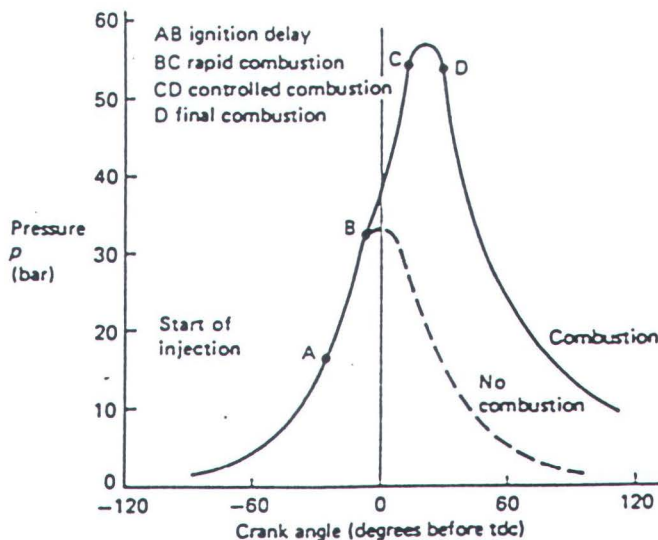
$$\tau_{id} = A \cdot P^{-n} \cdot \text{Exp} \cdot \left( \frac{E_A}{RT} \right) \text{ millidetik} \quad (3.3)$$

dimana :

P : Tekanan ( Atm ).

Nilai untuk  $E_A$  , A, n dapat diketahui dari beberapa hasil eksperimen yang telah dilakukan.

Tekanan dan temperatur delay diketahui dengan menggunakan pendekatan metode polytropic.



Gambar 3.2. Diagram tekanan untuk compression ignition engine

Dalam kondisi running normal faktor utama yang mempengaruhi ignition delay adalah temperatur, tekanan kompresi serta injection timing, faktor lainnya merupakan faktor pengaruh yang kedua seperti kuantitas injeksi, tekanan injeksi, ukuran lubang dan konfigurasi nozzle serta kecepatan udara, hanya berpengaruh pada bagian physical delay. Pada kondisi starting ketika ignition adalah marginal faktor tersebut mungkin menjadi penting sebab chemical delay panjang. Sedangkan pengaruh beban pada ignition delay melalui perubahan dalam temperatur dan tekanan kompresi adalah delay meningkat hanya 1 - 2 ° CA dari beban nol ke full load ; untuk variasi besar pada type engine dan range kecepatan lebar, akan terlihat lebih awal bahwa kuantitas bahan bakar diabaikan



pengaruhnya pada delay dan juga untuk semua kasus praktis dibawah kondisi running, jumlah bahan bakar yang diinjeksikan diabaikan pengaruhnya terhadap delay.

Bahan bakar diinjeksikan kedalam silinder melalui lubang nozzle dengan suatu tekanan besar yang berbeda melewati nozzle. Tekanan silinder pada saat penginjeksian adalah : 50 - 100 Atm, dan tekanan injeksi bahan bakar : 200 - 1700 Atm tergantung pada ukuran engine dan type sistem pembakaran yang dipakai. Kecepatan aliran bahan bakar yang diinjeksikan melalui nozzle selama injection period ( J.H. Heywood ) :

$$\tilde{m}_f = C_D \cdot A_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta P} \quad (3.4)$$

dimana :

$\tilde{m}_f$  : Kecepatan injeksi fuel ( gr/dt ).

$C_D$  : Koefisien discharge.

$\rho_f$  : Density fuel.

$\Delta P$  : Pressure drop yang melalui nozzle.

Jika  $\Delta P$  diasumsikan konstan selama injection period, maka massa yang diinjeksikan adalah ( J.H. Heywood ):

$$m_f = C_D \cdot A_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta P} \cdot \frac{\Delta \theta}{360 \cdot N} \quad (3.5)$$

dimana :

$\Delta \theta$  : Periode waktu nozzle terbuka  $^{\circ}$  CA.

N : Putaran mesin, Rps.

### 3.3. Premixed Combustion Period

Periode premixed combustion dimulai pada bagian akhir ignition delay, terjadinya heat release selama premixed combustion sangat tergantung pada jumlah bahan bakar yang bercampur dengan udara untuk membentuk campuran yang dapat terbakar selama ignition delay period. Tingkat premixed combustion adalah sangat penting, sangat berpengaruh pada emisi gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran mesin diesel, dimana emisi NO<sub>x</sub> meningkat dengan peningkatan fraksi pembakaran premixed yakni massa fuel yang terbakar dalam premixed combustion period sebagai fungsi dari ignition delay period, yang diekspresikan dalam °CA dimana secara langsung proporsional terhadap produk, putaran motor 'N' dan ignition delay time ' $\tau_{id}$ '.

Secara umum fraksi massa bahan bakar yang terbakar pada premixed meningkat dengan peningkatan ignition delay period, menurut *Watson* fraksi premixed burned fuel  $\beta$ , diekspresikan secara empiris sebagai berikut :

$$\beta = 1 - \frac{a \cdot \phi^b}{\tau_{id}^c} \quad (3.6)$$

dimana :

$\tau_{id}$  : ignition delay period ( milli detik ).

$\phi$  : ratio equivalence fuel - udara, tergantung type bahan bakar.

Untuk nilai a, b, c diketahui melalui metode pendekatan, yang tergantung pada desain mesin. ( *J.H. Heywood* ) .

$$a \sim 0,9 \quad ; \quad b \sim 0,35 \quad ; \quad c \sim 0,4$$

### 3.4. Diffusion Combustion Period

Selama pembakaran cepat tersebut bahan bakar tetap diinjeksikan untuk siap dibakar, bahan bakar harus dikabutkan, diuapkan, bercampur dengan udara dan bereaksi secara kimia. Maka pembakaran menjadi berkurang atau dengan kata lain pembakaran menjadi lebih terkontrol yang diawali dengan partikel droplet terbakar secara individu, yang terkontrol oleh chemical kinetik yang ditunjukkan pada diagram indikator dimana kurva naik berakhir dan diawali dengan kurva menurun. Periode ini berakhir ditandai dengan selesainya penginjeksian bahan bakar.

### 3.5. Final Combustion

Sebagian bahan bakar yang belum sempat terbakar akan dibakar dalam periode ini. Diawali dengan akhir dari injeksi bahan bakar hingga heat release mencapai nol, selama periode ini partikel droplet akhirnya, namun difusi dari oxygen tetap mengontrol proses pembakaran.

### 3.6. Heat Release

Heat release adalah ukuran energi bahan bakar yang dilepaskan dari proses pembakaran ( ukuran pembakaran bahan bakar ), analisa heat release yang digunakan untuk mengamati proses pembakaran dari data tekanan menggunakan hukum I termodinamika, :

$$\frac{dQ}{dt} - P \cdot \frac{dV}{dt} + mf \cdot hf = \frac{dU}{dt} \quad (3.7)$$

Oleh karena kompleknya interaksi fisika dan kimia pada proses pembakaran, isi silinder diasumsikan temperaturnya uniform pada setiap waktu selama proses pembakaran. Jika  $U$  dan  $h_f$  adalah energi dalam sensible dan entalpy sensible pada penginjeksian bahan bakar, maka selanjutnya  $\frac{dQ_n}{dt}$  adalah perbedaan antara gross heat release ( energi kimia ) dari pembakaran fuel dan heat transfer dari system.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \quad (3.8)$$

$$= P \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (3.9)$$

Jika diasumsikan lebih jauh isi silinder dapat dimodelkan sebagai gas ideal maka :

$$\frac{dQ_n}{dt} = P \cdot \frac{dV}{dt} + m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (3.10)$$

Dari hukum gas ideal  $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (3.11)$$

dari persamaan (3.10) dan (3.11) ;

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) \cdot P \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad \text{atau} \quad (3.12)$$

$$= \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot P \cdot \frac{dV}{dt} + \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (3.13)$$

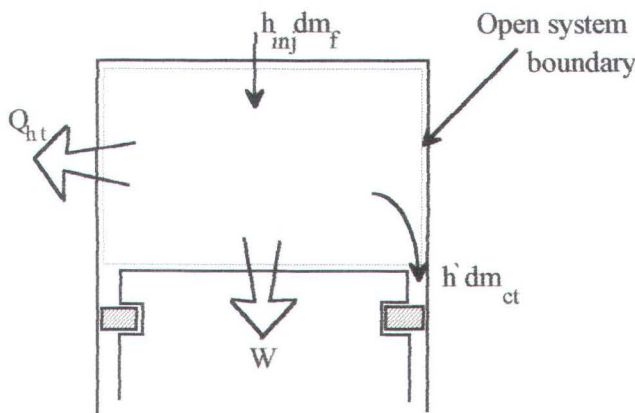


Dimana  $\gamma = \frac{cp}{c_v}$  ratio panas spesifik, range pendekatan untuk analisa heat release diesel 1,3 - 1,5. Jumlah nilai gross heat release pada proses pembakaran akan sama dengan massa fuel yang diinjeksikan dikalikan fuel lower heating value :

$$Q_{ch} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} \frac{d Q_{ch}}{dt} dt = mf. Q_{LHV}$$

(3.14)

Pengaruh dari heat transfer, celah - celah, dan kebocoran secara eksplisit dapat dimasukkan ke dalam analisa data tekanan silinder dengan menggunakan pendekatan heat release didasarkan pada hukum I termodinamika, pada gambar 3.3. dibawah digambarkan open\_system boundary untuk menganalisa heat release untuk ruang pembakaran .



Gambar 3.3. Open system boundary untuk analisa heat release.

Pada diesel DI pada mid-load, mid-speed pengaruh pemanasan ( heat up ) telah dihilangkan dengan mengabaikan tumbukan massa dalam bentuk  $\frac{dU}{dt}$ , dan entalpy penguapan bahan bakar diesel kurang dari 1% heating valuenya, sedangkan untuk perubahan energi dihubungkan dengan pemanasan uap bahan bakar dari temperatur injeksi ke temperatur jenis kompresi udara kira - kira mencapai 3 %. Jadi heating value dan integrasi heat transfer selama keseluruhan durasi periode pembakaran adalah 10 - 25 % total heat release.

### 3.7. Pembentukan NOx

Nitric oxide NO dan nitric dioxides NO<sub>2</sub> bergabung bersama sebagai emisi NOx dalam diesel engine merupakan salah satu pollutan yang paling dominan mencapai 20 - 30 % total exhaust emisi. Prinsip utama terbentuknya NOx adalah hasil oksidasi dari molekul nitrogen. Secara umum konsentrasi pollutan dalam mesin diesel berbeda dari nilai perhitungan asumsi kesetimbangan proses kimia, sehingga detail mekanisme proses kimia pembentukan pollutan dan kinetik dari proses tersebut adalah penting dalam menentukan tingkat emisi.

Secara garis besar proses pembentukan NOx adalah :

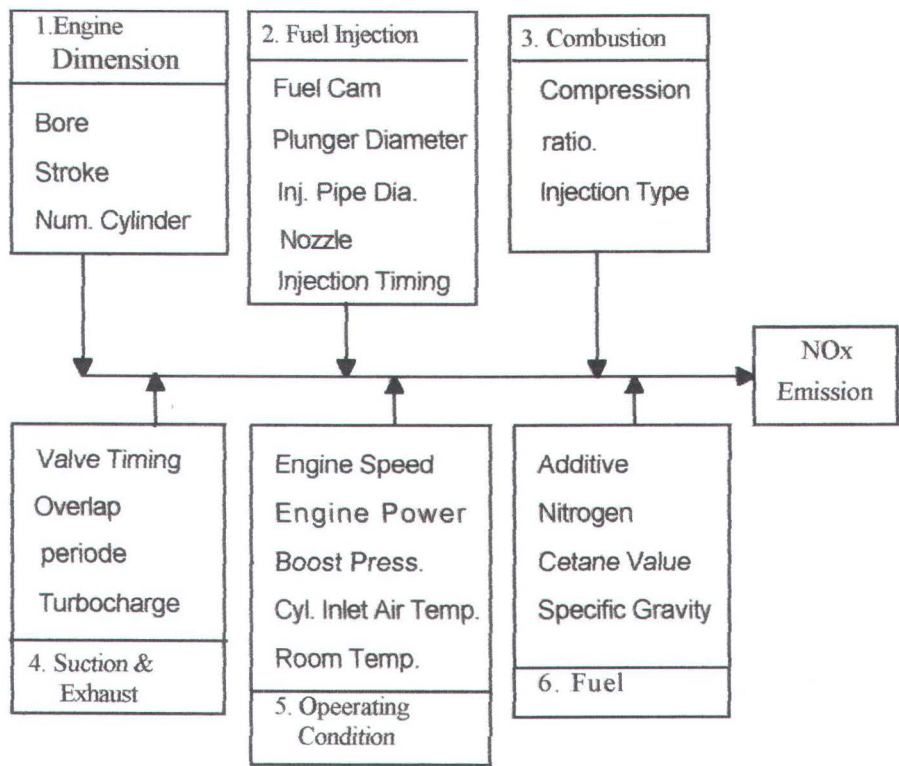
- ( i ). Thermal NO, yang dihasilkan dari pembakaran nitrogen yang ada di udara.
- ( ii ). Prompt NO, yang dihasilkan dengan reaksi kecepatan tinggi pada saat flame.

( iii ). Fuel NO yang dihasilkan dari pembakaran nitrogen yang ada di bahan bakar.

Faktor utama yang mempengaruhi terbentuknya NOx adalah temperatur dan residence time yakni lamanya waktu yang diperlukan untuk membakar habis satu satuan massa bahan bakar ; residence time makin panjang NOx yang terbentuk akan meningkat begitu pula temperatur yang makin tinggi NOx yang terbentuk meningkat.

Faktor - faktor lain secara lengkap yang mempengaruhi terbentuknya emisi nitric oksida dapat diterangkan dalam gambar 3.4., yang dipengaruhi oleh enam faktor antara lain :

- Dimensi motor diesel.
- Spesifikasi sistem penginjeksian bahan bakar.
- Proses pembakaran.
- Saluran isap dan keluar.
- Kondisi operasi.
- Type bahan bakar.



G 3.4. Faktor - faktor penentu tingkat emisi NOx.

3.7.1. Stochiometry Pembakaran

Persamaan yang timbul dari pembakaran tergantung dari proporsi bahan bakar, pemasukan udara menuju mesin, konsumsi bahan bakar dan kekomplitan pembakaran. Rumus umum untuk komposisi bahan bakar adalah :  $C_n H_m O_r$  , untuk bahan bakar petroleum yang konvensional oksigen tidak dicantumkan sedangkan untuk bahan bakar yang berisi alkohol oksigen dicantumkan, keseluruhan reaksi pembakaran dapat ditulis sebagai berikut :

$$Fuel + Oxidizer = Produk$$

(3.15)



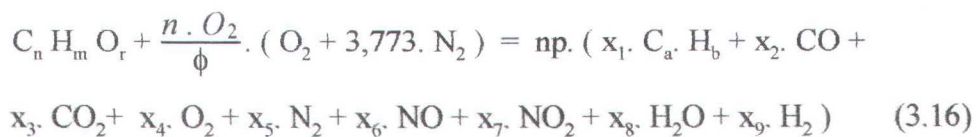
dimana ;

Fuel :  $C_n H_m O_r$

Oxidizer :  $( O_2 + 3,773. N_2 )$

Produk :  $CO_2, H_2O, CO, H_2, O_2, NO_x, NO, ( \text{Soot particles} \& \text{ unburned hydrocarbon, terutama solid carbon kurang 5 \% massa bahan bakar } )$ .

Sedangkan reaksinya menjadi :



dimana:

$\phi$  : Equivalence ratio  $[ (F/A)_{\text{actual}} / (F/A)_{\text{stoichiometry}} ]$ .

$n O_2$  : jumlah  $O_2$

:  $( n + m/4 - r/2 )$ .

$np$  : Jumlah total mol exhaust produk.

$x_i$  : Fraksi mol setiap komponen.

Untuk memecahkan persamaan diatas dibutuhkan tujuh persamaan tambahan, dapat diamati lima persamaan menggunakan keseimbangan atomic untuk masing - masing elemen:

Carbon balance ;

$$n = np \cdot (a \cdot x_1 + x_2 + x_3) \quad (3.17)$$

Hidrogen balance ;

$$m = np \cdot (b \cdot x_1 + 2 \cdot x_8 + 2 \cdot x_9) \quad (3.18)$$

Oksigen balance ;

$$r + \left( \frac{2 \cdot n \cdot O_2}{\phi} \right) = np \cdot (x_2 + 2 \cdot x_3 + x_6 + 2 \cdot x_4 + x_8) \quad (3.19)$$

Nitrogen balance ;

$$7,546 \cdot \left( \frac{n \cdot O_2}{\phi} \right) = np (2 \cdot x_5 + x_6) \quad (3.20)$$

Mole fraction ;

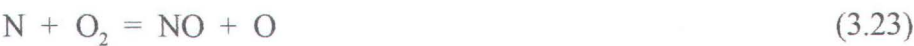
$$x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8 + x_9 = 1 \quad (3.21)$$

### 3.7.2. Chemical Reaction Rate

NO terbentuk dalam flame front dan post flame , dalam motor diesel dimana pembakaran terjadi pada tekanan tinggi sehingga daerah reaksi flame tipis ( ~ 0,1 mm ) dan residence time dalam daerah ini singkat. Juga tekanan silinder naik selama proses pembakaran sehingga dihasilkan gas pembakaran.

Pembentukan NOx sangat dipengaruhi oleh temperatur dalam silinder dan ratio udara-bahan bakar, keseimbangan kimianya tergantung pada waktu dimana terjadi kondisi konstan dari reaksi kimia yakni reaksi kimia terkontrol dan kondisi perubahan yang terjadi hampir tidak ada, sedangkan reaksi kimia sangat bergantung pada temperatur serta konsentrasi reaktan. Prinsip umum persamaan

pembentukan untuk gas nitric oxide dalam pembakaran dengan pendekatan campuran bahan bakar stoichiometric.



Persamaan (3.22.), (3.23.) dikenal dengan Zeldovich mechanism, sedangkan persamaan (3.24.) disebut Lavoiech mechanism dan konstanta kecepatan reaksi untuk pembentukan NO yang merupakan fungsi dari temperatur dapat dilihat dalam tabel 3.1. berikut :

Reaction	Rate constant cm <sup>2</sup> / mol. s	Range Temperatur K
[1] O + N <sub>2</sub> --- NO + N	7,6 . 10 <sup>16</sup> exp [-38.000/T ]	2000 - 5000
[-1] N + NO ---- N <sub>2</sub> + O	1,6 . 10 <sup>13</sup>	300 - 5000
[2] N + O <sub>2</sub> ---- NO + O	6,4 . 10 <sup>9</sup> T exp [ -3150/T ]	300 - 3000
[-2] O + NO ---- O <sub>2</sub> + N	1,5 . 10 <sup>9</sup> T exp [ - 19,5/T ]	1000 - 3000
[3] N + OH ---- NO + H	4,1 . 10 <sup>13</sup>	300 - 2500
[-3] H + NO ---- OH + N	2,0 . 10 <sup>14</sup> exp [ -23.650/T ]	2200 - 4500

Tabel 3.1. Konstanta kecepatan reaksi untuk Zeldovich dan Lavoiech mechanism.

Reaksi bolak - balik tersebut mempunyai harga yang konstan masing - masing K<sub>1</sub><sup>+</sup> dan K<sub>1</sub><sup>-</sup> yang diberikan dalam tabel 3.1 diatas. Kecepatan pembentukan NO adalah fungsi dari temperatur gas dan ratio bahan bakar pada post flame. Kecepatan pembentukan nitric oxide adalah sebagai berikut :



$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1^+ \cdot [O] \cdot [N_2] + K_2^+ \cdot [N] \cdot [O_2] + K_3^+ \cdot [N] \cdot [OH] - K_1^- \cdot [NO] \cdot [N] - K_2^- \cdot [NO] \cdot [O] - K_3^- \cdot [NO] \cdot [H] \quad (3.25)$$

dimana,

[ ] Konsentrasi dalam mol / cm<sup>3</sup>.

Harga K dapat dilihat dalam tabel 3.1.

Konsentrasi N sangat kecil (  $\sim 10^{-8}$  fraksi mol ), sehingga pendekatan perhitungan  $d[NO] / dt$  ( kecepatan pembentukan NO ) akan menjadi :

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 \cdot K_1^+ \cdot [O] [N_2] \cdot \frac{1 - \frac{[NO]}{(K_2^+ [O_2] [N_2])}}{1 + K_1^- \cdot \frac{[NO]}{(K_2^- [O_2] + K_3^- [OH])}} \quad (3.26)$$

dimana :

$$K = (K_1^+ / K_1^-) \cdot (K_2^+ / K_2^-)$$

Temperatur sangat mempengaruhi hasil pembentukan NO, dapat ditunjukkan dengan pertimbangan nilai awal  $d[NO] / dt$ , ketika

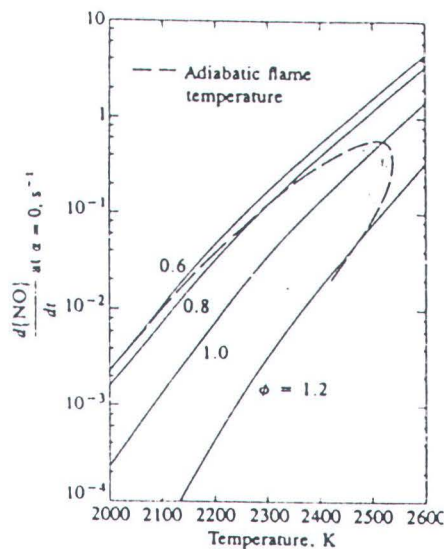
$[NO] / [NO]_e \ll 1$ , kecepatan pembentukan NOx menjadi ;

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 \cdot R_1 = 2 \cdot K_1^+ [O]_e \cdot [N_2]_e \quad (3.27)$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{3 \cdot 10^{16}}{T^{0,5}} \cdot \text{Exp} \cdot \left( \frac{-16090}{T} \right) \cdot [O_2]_e^{0,5} \cdot [N_2]_e \quad (3.28)$$

Dari perumusan diatas ketergantungan  $d[\text{NO}] / dt$  pada temperatur jelas yakni dalam bentuk eksponensial, tingginya temperatur dan kosentrasi  $\text{O}_2$  akan menghasilkan pembentukan NO yang tinggi.

Pada gambar 3.5. ditunjukkan kosentrasi NO sebagai fungsi temperatur dan ratio fuel udara, juga ditunjukkan temperatur adiabatik dicapai oleh ratio udara - bahan bakar pada 700 K pada tekanan konstan 15 atm. Untuk pembakaran temperatur konstan adiabatik ( diberikan model dari setiap elemen bahan bakar yang terbakar dalam silinder ).



Gambar 3.5. Hubungan emisi NOx dengan temperatur  
( Heywood 1989 )

Ditunjukkan bahwa pembentukan NO akan menurun pada campuran bahan bakar menjadi rendah atau menjadi tinggi.

Karakteristik waktu pembentukan NO dapat dicari dengan persamaan berikut ;

$$\tau_{NO} = \frac{8 \cdot 10^{-16} \cdot \exp\left(\frac{58.300}{T}\right)}{P^{0,5}} \quad (3.29)$$

dimana :

P : Tekanan , Atm.

T : Temperatur, K.

Konsentrasi pembentukan Nitric oxide dapat ditentukan dengan persamaan

$$[NO]_p = \frac{d[NO]}{dt} \cdot \tau_{NO} \quad (3.30)$$

### 3.7.3. Metode Pengukuran NOx

Untuk mengetahui kandungan emisi NOx yang terbentuk pada proses pembakaran, ada beberapa metode pengukuran NOx yang diterapkan pada berbagai pelaksanaan eksperimen yakni ;

a. PDS Method ;

Phesol Desulfonic Acid Absorption, yakni Chemiluminesce analyzer dengan NOx converter.

b. Grietz Saltzman Method ;

Didasarkan reaksi NOx dengan sulfanilic acid, diazonium salt direaksikan dengan N - ( 1 - Naphtlye ) Ethllyene diamine dihydrochloride sampai menunjukkan warna merah oranye, diukur

dengan menggunakan spektrometer, konsentrasi NO<sub>x</sub> dapat diketahui dari kurva kalibrasi.

Masih banyak lagi metode pengukuran NO<sub>x</sub> yang lainnya, yang digunakan pada berbagai penelitian untuk mengetahui kandungan NO<sub>x</sub> gas buang.

### 3.8. Teknik Pendataan Simulasi NO<sub>x</sub>

Dalam menganalisa simulasi data pengaruh ignition delay & premixed combustion terhadap terbentuknya NO<sub>x</sub> bisa menggunakan bahasa pemrograman Pascall, karena melihat berbagai kelebihan yang dimiliki oleh bahasa pascall tersebut atau mungkin menggunakan bahasa pemrograman yang lainnya. Salah satu versi pascal adalah turbo pascal yang merupakan suatu paket bahasa pemrograman yang sangat dikenal di dunia komputer PC yang dikembangkan oleh Borland International, yang mempunyai kemampuan antara lain dalam pengaksesan file secara acak, penyambungan program yang terletak di file lainnya, serta adanya konstanta yang terstruktur ; sehingga hanya memiliki satu masukan alur program, yang secara otomatis lebih mudah dianalisis dan tidak berbelit - belit, dan mempunyai kemampuan grafis.

Variabel beban merupakan input data dari pemrograman diatas dengan spesifikasi motor diesel tertentu. Data - data yang telah ditentukan disimpan dalam suatu file, jika diperlukan untuk dianalisa hanya tinggal dibuka kembali berikut program perhitungannya. Dalam penampilan grafik suatu pemrograman diperlukan penggambaran visual yang mana gambar - gambar tersebut juga akan



dianalisa lebih lanjut, untuk penampilan grafik - grafik tersebut dibutuhkan sistem penginterpolasian dengan memanfaatkan interpolasi spline atau yang lainnya. Pada pelaksanaan eksperimen data - data yang diambil adalah putaran mesin dan tekanan ruang bakar dengan menggunakan transduser, data - data tersebut berupa analog yang semuanya akan dirubah menjadi digit dengan menggunakan interface ( A/D converter ).

Dengan menggunakan hukum - hukum termodinamika maka dapat dianalisa temperatur pembakaran, heat release dan lain sebagainya. Hasil dari pensimulasian ini dapat berupa grafik - grafik maupun data - data angka, pada hasil perhitungan angka - angka ditujukan pada penentuan harga - harga maksimum pada posisi sudut engkol berapa derajat. Sedangkan untuk menganalisa emisi NO<sub>x</sub> dalam g/Hph atau g/KWh diperlukan penganalisaan lebih lanjut yang diamati dengan metode tertentu terutama dalam kaitannya dengan beban yang perlu diamati.

Dalam simulasi, kuantitas pembentukan NO<sub>x</sub> telah dihitung dengan menggunakan tekanan silinder dan kecepatan heat release yang dapat diamati dari simulasi engine performance yang didasarkan pada model pembakaran dua dimensi dan metode pengisian dan pengosongan ;

- (i). Temperatur pada setiap daerah pembakaran, dibagi pada masing - masing 2° CA selama periode pembakaran dari mulai pembakaran sampai katup exhaust terbuka telah dihitung. Pembakaran diasumsikan pada kondisi stoichiometric.

- (ii). Sebelas jenis komposisi persamaan kimia pembentukan NO<sub>x</sub> ; O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, OH, NO, N, O, CO<sub>2</sub>, CO dan H telah ditentukan dari perhitungan temperatur dan tekanan silinder.
- (iii). Kuantitas pembentukan NO<sub>x</sub> telah ditentukan dari perhitungan temperatur, tekanan silinder dan persamaan komposisi kimia N, NO, O<sub>2</sub>, dan OH.

Dalam premixed combustion zone telah menggunakan temperatur, tekanan dan ratio fuel\_udara sebagai input untuk persamaan empiris yang digunakan untuk menghitung pembentukan NO<sub>x</sub> dan pembentukan NO<sub>x</sub> diasumsikan hanya terjadi dalam premixed combustion zone.

## **TUGAS AKHIR**

### **BAB IV EKSPERIMEN NO<sub>x</sub> DAN SIMULASI**



## BAB IV

### EKSPERIMEN NO<sub>x</sub> DAN SIMULASI

#### 4.1. Eksperimen NO<sub>x</sub>

Eksperimen dilakukan pada mesin diesel putaran tinggi bersilinder tunggal type direct injection, eksperimen dilakukan dengan perubahan beban ( load ) yakni pada ; 60 % load, 80% load dan full load pada injection timing 15<sup>o</sup> BTDC, 20<sup>o</sup> BTDC, 25<sup>o</sup> BTDC sehingga nantinya dapat diketahui hubungan pengaruh dari ignition delay dan premixed combustion terhadap NO<sub>x</sub> yang diproduksi. Mesin diesel di kopel dengan dynamometer type electric dynamometer yang telah dilengkapi dengan kontrol pembebanan, specific fuel consumption diukur secara manual dalam unit volume masing - masing pada injection timing tertentu, sedangkan tekanan silinder diukur dengan transducer type PCB Piezontronics, dengan melalui amplifier dan A/D converter. Putaran mesin dideteksi dengan melalui rotary encoder. Eksperimen dilakukan pada putaran mesin konstan yakni pada 1100 Rpm.

Untuk mengetahui kandungan emisi gas buang yang dihasilkan khususnya emisi NO<sub>x</sub>, menggunakan analisa gas buang type XCLM - 301. Dalam eksperimen ini untuk mendapatkan hasil yang lebih optimal, kondisi mesin harus memenuhi kondisi pengoperasian. Untuk memperoleh kondisi operasi yang baik dilakukan dengan melalui motoring yakni mesin diesel dipanasi terlebih dahulu, dengan putaran mesin yang rendah kemudian terus dinaikkan dalam selang waktu

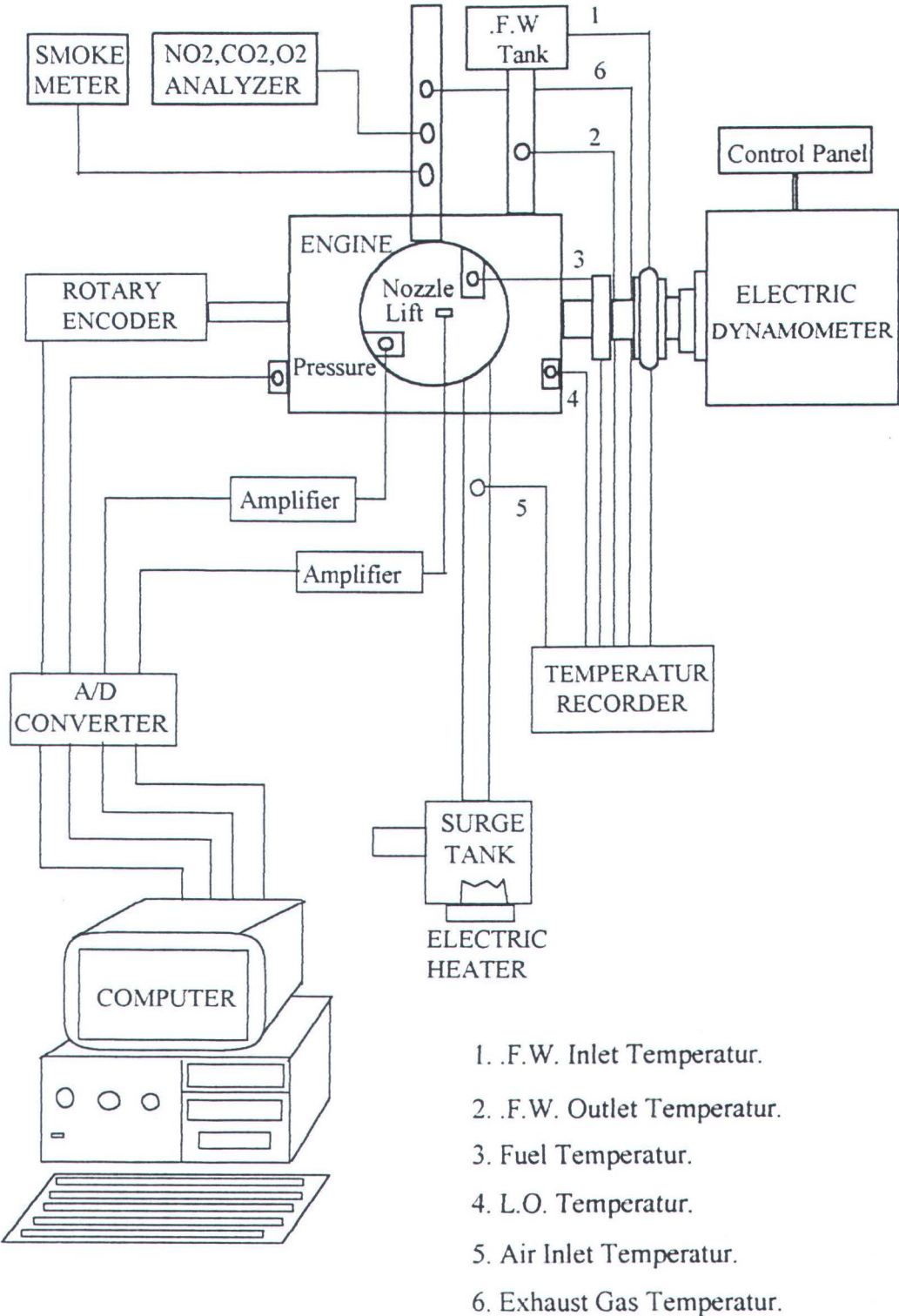


tertentu, sehingga dicapai kondisi pengoperasian antara lain ; temperatur udara, bahan bakar dan air pendingin sesuai dengan yang ditentukan. Sistem pemanas bahan bakar mulai dari tanki bahan bakar hingga mencapai injection timing dikondisikan agar dapat memenuhi kondisi operasi, setelah kondisi pengoperasian terpenuhi proses motoring dihentikan dan bahan bakar mulai diinjeksikan serta putaran motor dinaikkan sampai pada putaran konstan 1100 Rpm, apabila putaran motor diesel mulai stabil maka data - data mulai diukur. Pada awal proses motoring tidak dihasilkan daya output, dimana pada saat tersebut kondisi termodinamika ruang bakar dapat dianalisa sesuai hukum gas ideal dengan perbandingan bahan bakar - udara yang konstan (  $F/A$  ; constant ) ,dan setelah terjadi ignition maka kondisi gas ideal tidak berlaku lagi dalam menganalisa kondisi ruang bakar. Sedangkan beban dari mesin diesel ditentukan dengan mengatur besarnya pengereman.

Dengan kondisi Eksperimen seperti pada tabel dibawah ;

Engine revolution Speed	1100 Rpm
Inj. Nozzle Opening Pressure	17 Mpa
Air Inlet Temperatur	60 <sup>0</sup> C
Cooling Water Outlet Temperatur	50 <sup>0</sup> C
Fuel Viscosity	1.27 cSt.
Swirl Ratio	3

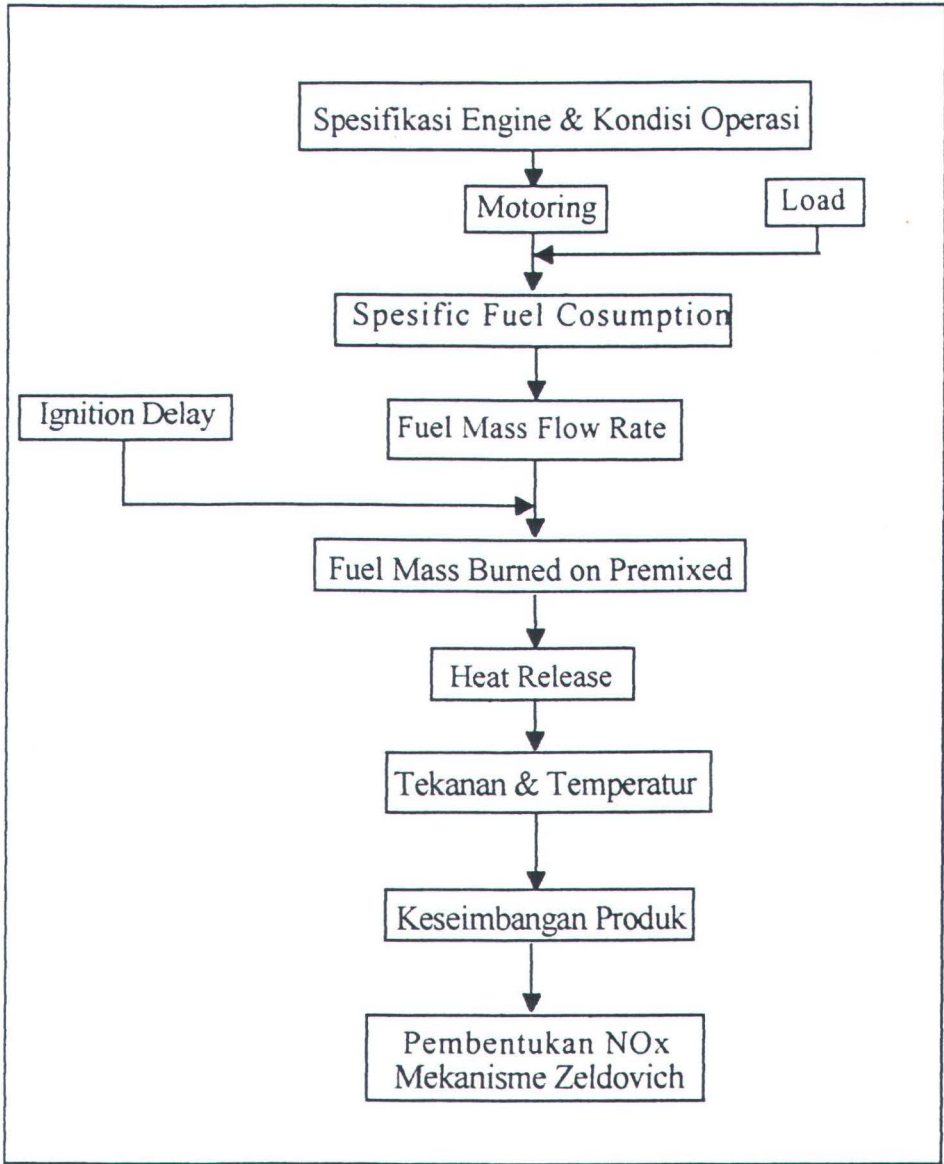
Tabel 4.1. Kondisi Eksperimen Emisi NOx.



Gambar 4.1. Diagram Skematik Test Setup.

## 4.2. Struktur Simulasi Terbentuknya NOx

Pengkajian simulasi terbentuknya NOx pada mesin diesel ini, untuk mengetahui secara terstruktur pembentukan emisi NOx yang dihasilkan dari proses pembakaran mesin diesel, yang nantinya dapat dikembangkan lebih lanjut untuk pengembangan desain mesin diesel dan penentuan peraturan kandungan emisi gas buang khususnya NOx dimasa datang. Dalam karya tulis ini hanya dilakukan pensimulasian secara empiris yang dapat menggambarkan terbentuknya NOx dari awal yakni dari spesifikasi mesin diesel yang diketahui sampai pada pembentukan NOx pada kesetimbangan produk proses pembakaran pada mesin diesel dengan variabel operasi load, dimana spesifikasi mesin diesel yang digunakan adalah sesuai dengan spesifikasi mesin diesel yang digunakan pada pelaksanaan eksperimen untuk menghitung terbentuknya NOx, jika dikembangkan lebih lanjut kedalam bentuk program komputer tidak menutup kemungkinan untuk memakai spesifikasi mesin diesel yang lainnya karena secara umum tidak begitu jauh berbeda. Dengan mengambil beberapa pendekatan maupun asumsi disesuaikan dengan type dari mesin diesel yang akan dianalisa, dimana pendekatan terhadap nilai - nilai tertentu yang dibatasi dalam range tertentu pula bisa diambil sesuai dengan referensi yang ada atau dapat juga didasarkan pada hasil - hasil eksperimen yang telah dilaksanakan sebelumnya.



Gambar 4.2. Struktur thermodinamika simulasi diesel engine untuk mempridiksi emisi NOx yang terbentuk.

Penjelasan diagram alur struktur simulasi terbentuknya NOx diatas, adalah sebagai berikut ;



#### 4.2.1. Spesifikasi Mesin Dan Kondisi Operasi

Yakni meliputi ;

##### 4.2.1.1. Spesifikasi Mesin Diesel :

Type motor	: DI, Direct injection compression engine.
Power, P	: 7,1 HP.( 5,289 kW.)
Engine speed, N	: 1100 Rpm.
Cycle	: 4 - Langkah.
Bore, d	: 125 mm.
Stroke, L	: 110 mm.
Compression ratio, $r_c$	: 17 : 1
Number of cylinder	: 1
Radius crank, a	: 55 mm.
Panjang connecting road, l	: 55 mm.
Volume displacement, $V_d$	: 1349218,75 mm <sup>3</sup> .
Volume clearance, $V_C$	: 84326,17 mm <sup>3</sup> .
Swirl ratio	: 3

##### 4.2.1.2. Spesifikasi bahan bakar :

Type	: Diesel Oil .
Cetane number ( CN )	: 56
Spesific gravity ( $\rho$ )	: 0,84 Kg/m <sup>3</sup> .
Heating value Fuel ( QHV )	: 43,1 MJ/kg.
Fuel Viscosity	: 1,27 cSt.

4.2.1.3. *Spessifikasi Nozzle* ;

- Number of Nozzle hole : 4
- Nozzle hole angle : 160<sup>0</sup>
- Nozzle hole daimeter : 0,34 mm.
- Inj. Nozzle opening pressure : 17 MPa.

4.2.1.4. *Kondisi Operasi*

Mesin diesel beroperasi pada temperatur udara masuk 60<sup>0</sup> C, temperatur keluar air pendingin 50<sup>0</sup> C, diasumsikan dengan kondisi ambient temperatur standar sebesar 29,4<sup>0</sup> C ( 85<sup>0</sup> F ), tekanan udara basah 9,65 mmHg ( 0,38 inHg ) dan tekanan udara kering 736,6 mmHg (29.0 inHg ), seperti dapat dilihat pada tabel 4.2. dibawah :

Dry air pressure	Water air pressure	Temperatur
736,6 mmHg	9,65 mmHg	29,4 <sup>0</sup> C
29,0 inHg	0,38 inHg	85 <sup>0</sup> F

Tabel 4.2. typical standar kondisi ambient.

Density udara kering dengan R : 8341,3 J/kmol K dan M : 28,962. ;

$$\rho = \frac{3,483 \cdot 10^{-3} \cdot P}{T} \quad ( \text{kg/m}^3 )$$

(4.1)

dimana ; P : tekanan, Pa. dan T : temperatur, K.

Density udara  $\rho = 1,12792 \text{ kg/m}^3$ .

#### 4.2.2. Motoring

Untuk memperoleh kondisi operasi yang baik dengan melalui motoring . Pada awal proses motoring tidak dihasilkan daya output, dimana pada saat tersebut kondisi termodinamika ruang bakar dapat dianalisa sesuai hukum gas ideal dengan perbandingan bahan bakar - udara yang konstan ( F/A ; constant ) ,dan setelah terjadi ignition maka kondisi gas ideal tidak berlaku lagi dalam menganalisa kondisi ruang bakar, sedangkan beban dari mesin diesel ditentukan dengan mengatur besarnya pengereman. Jadi dalam menganalisa emisi NOx ; Power ( load ) adalah variabel input yang berubah - ubah. Kerja yang dihasilkan tiap siklus dapat diekspresikan secara empiris seperti berikut ;

*Kerja per siklus:*

$$W_c = \frac{P \cdot n_R}{N} \quad (kW) \quad (4.2)$$

dimana ;

$n_R$  = Jumlah putaran crank untuk tiap daya tiap silinder.

: 2, untuk siklus 4 - langkah dan 1 untuk 2 - langkah..

$N$  = Putaran piston, Rps.

Sedangkan, *Power engine* ;

$$P = \frac{M_{EP} \cdot V_d \cdot N}{n_R} \quad (kW). \quad (4.3)$$

$$V_d = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L \quad (m^3) \quad (4.4)$$

Dengan power sebagai variabel input serta diketahui harga - harga diatas dari spesifikasi motor diesel, maka Mean efektif pressure dapat dihitung ;

$$M_{EP} = \frac{n_R \cdot P \cdot 10^3}{V_d \cdot N} \quad (kPa) \quad (4.5)$$

dimana  $M_{EP}$  juga dapat diekspresikan sebagai berikut ;

$$M_{EP} = \eta_f \cdot \eta_V \cdot Q_{HV} \cdot \rho_{a,i} \cdot \left( \frac{F}{A} \right) \quad (4.6)$$

\*) Perhitungan  $\eta_f$  ( fuel conversion efficiency ) didapat dengan memasukkan harga - harga parameter diatas sesuai nilai pendekatan sebagai berikut ;

$$\eta_V = \frac{m_a}{\rho_{a,i} \cdot V_d} \text{ untuk naturally aspirated engine ; } 0,8 - 0,9$$

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad ; \text{ fuel - air ratio; } 0,014 - 0,056.$$

$$Q_{HV} \quad ; 43,1 \text{ MJ/kg ( } 18471,4 \text{ Btu/lb )}$$

$$( 42 - 4 \text{ MJ/kg).}$$

Sehingga fuel conversion efficiency ;

$$\eta_f = \frac{M_{EP}}{\eta_V \cdot Q_{HV} \cdot \rho_{ai} \cdot \left( \frac{F}{A} \right) \cdot 10^3} \quad (4.7)$$

dimana ;  $\rho_{a,i} = 1,279 \text{ kg/m}^3$  ; sesuai dengan kondisi operasi.



#### 4.2.3. Spesific fuel consumption ( Sfc )

Sangat bergantung pada beban yang diberikan pada mesin diesel, dari hubungan Sfc dengan  $\eta_f$ , dan Sfc dengan Power didapat korelasi sebagai berikut ;

$$Sfc = \frac{1}{\eta_f \cdot Q_{HV}} \quad (g/kW.h) \quad (4.8)$$

Dengan memasukkan harga yang telah dihitung diatas Sfc diketahui.

#### 4.2.4. Fuel mass flow rate ( $\dot{m}_f$ )

Kecepatan aliran bahan bakar yang diinjeksikan melalui nozzle ke dalam ruang bakar adalah ;

$$\dot{m}_f = Sfc \cdot P \quad (g/h) \quad (4.9)$$

Dari perhitungan efisiensi, didapat korelasi ;

$$\eta_f = \frac{W_c}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} = \frac{(P \cdot n_R / N)}{(\dot{m}_f \cdot n_R / N) \cdot Q_{HV}} \quad (4.10)$$

$$= \frac{P}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} \quad (4.11)$$

Sehingga massa bahan bakar yang diinjeksikan setiap siklus ;

$$m_f = \dot{m}_f \cdot \frac{n_R}{N \cdot 3600} \quad (gr) \quad (4.12)$$

atau selama injection period massa bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dengan spesifikasi nozzle tertentu adalah ;

$$m_f = C_D \cdot A_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta P} \cdot \frac{\Delta \theta}{360 \cdot N} \quad (4.13)$$

#### 4.2.5. Ignition delay ( $\tau_{ig}$ )

Dengan asumsi pendekatan kondisi awal operasi yakni : tekanan awal kompresi,  $P_i$  : 22.6 Bar ( 2,3 MPa ) dan temperatur awal kompresi,  $T_i$  : 592 K.

Nilai Energy Activation sebesar ;

$$EA = \frac{618.840}{CN + 25} \quad (4.14)$$

Sehingga ;

$$\tau_{ig} = \left( 0,36 + 0,22 \cdot \tilde{S}_P \right) \cdot \text{Exp} \left[ EA \cdot \left( \frac{1}{R \cdot T} - \frac{1}{17.190} \right) \cdot \left( \frac{21,2}{P - 12,4} \right)^{0,63} \right] {}^0CA \quad (4.15)$$

$$\tau_{ig} = \frac{\tau_{ig} ({}^0CA)}{0,006 \cdot N} \quad (\text{milli detik}) \quad (4.16)$$

$$\tilde{S}_P = 2 \cdot L \cdot N \quad (\text{m/dt}) \quad (4.17)$$

dimana ;

N : engine speed ( Rpm)

P : Tekanan selama ignition delay, K.

T : Temperatur selama ignition delay, Bar.

CN : Cetana Number.

Temperatur (  $T$  ) dan tekanan (  $P$  ), selama proses kompresi diketahui dengan pendekatan metode polytropic ;

$$T_{TC} = T_i \cdot r_c^{n-1} \quad (4.18)$$

$$P_{TC} = P_i \cdot r_c^{n-1} \quad (4.19)$$

dimana ;

$r_c$  : compression ratio, 17 ; sesuai type mesin diesel.

$n$  : 1,35, eksponensial polytropic.

#### 4.2.6. Fuel mass burned on premixed ( $\beta$ )

Dari massa bahan bakar yang diinjeksikan kedalam silinder selama injection period, akan dapat diketahui fraksi jumlah bahan bakar yang terbakar selama periode pembakaran premixed yakni sebesar ;

$$\beta = 1 - \frac{a \phi^b}{\tau_{id}^c} \quad (4.17)$$

dimana ;

$\tau_{id}$  : Ignition delay ( mmdt )

$\phi$  : 0,439 ( equivalence ratio tergantung pada jenis bahan bakar ).

$a$  : 0,9 ;  $b$  : 0,35 ;  $c$  : 0,4 ; sesuai dengan type mesin diesel.

Dari sini akan dapat dianalisa dengan beban yang dirubah, sejauh mana pengaruh dari periode premixed combustion terhadap terbentuknya NOx.

## 4.2.7. Menghitung Heat Release :

Untuk menganalisa heat release yang terjadi pada mesin diesel dapat menggunakan metode Hukum Termodinamika I atau metode lainnya yakni metode Double Wiebe, pada karya tulis ini akan dibahas heat release dengan menggunakan metode Hukum Termodinamika I ; untuk mengetahui tekanan & temperatur ruang bakar silinder ;

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (4.18)$$

dimana ;

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = m_f \cdot Q_{LHV} \quad (4.19)$$

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} ; (10 - 25 \%) \cdot \frac{dQ_n}{d\theta} \quad (4.20)$$

Sehingga :

Persamaan matematis ;

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \left( \frac{\gamma}{1 - \gamma} \right) \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} + \left( \frac{1}{\gamma - 1} \right) \cdot V \cdot \frac{dP}{d\theta} \quad (4.21)$$

$\gamma$  : ratio panas spesifik ; 1,3 – 1,5.  
: 1,35

Dimana tekanan dan volume selalu berubah sesuai dengan pergerakan sudut engkol ;

$$\frac{dV}{d\theta} : \text{perubahan volume ruang bakar terhadap sudut engkol.}$$

$$\frac{dP}{d\theta} : \text{perubahan tekanan ruang bakar terhadap sudut engkol.}$$



Volume silinder setiap pergerakan sudut engkol ;

$$V: V_c + \frac{\pi d^2}{4} \cdot (l + a - s) \tag{4.22}$$

$$\Delta V = V_{i+1} - V_i \tag{4.23}$$

dimana ;

$$V_c = \frac{V_d}{r_c - 1} \tag{4.23a}$$

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \tag{4.23b}$$

l : panjang connecting road.

a : radius crank.

Perubahan tekanan silinder dengan sudut engkol sebagai akibat perubahan volume silinder, pembakaran, heat transfer ke dinding ruang pembakaran, daerah lubang aliran masuk dan keluar, dan kebocoran. Perubahan volume dan pembakaran merupakan pengaruh yang terbesar. Setelah awal dari pembakaran kenaikan tekanan (  $\Delta P$  ) selama interval sudut engkol (  $\Delta \theta$  ) diasumsikan dibuat menjadi dua yakni ; kenaikan tekanan untuk pembakaran dan perubahan tekanan untuk perubahan volume. ( *Rassweiler & Withrow* )

$$\Delta P = \Delta P_C + \Delta P_V \tag{4.24}$$

Sebagai sudut engkol  $\theta_i$  increment untuk nilai berikutnya  $\theta_{i+1}$ , volume berubah dari  $V_i$  menjadi  $V_{i+1}$ , dan tekanan berubah dari  $P_i$  menjadi  $P_{i+1}$ , diasumsikan bahwa perubahan tekanan maksudnya adalah perubahan dalam volume yang dapat dimodelkan dengan proses polytropic dengan eksponen n (

untuk proses kompresi dan ekspansi ;  $1,3 \pm 0,05$  ). substitusi untuk  $\Delta P_V$  persamaan 4.24. menjadi ;

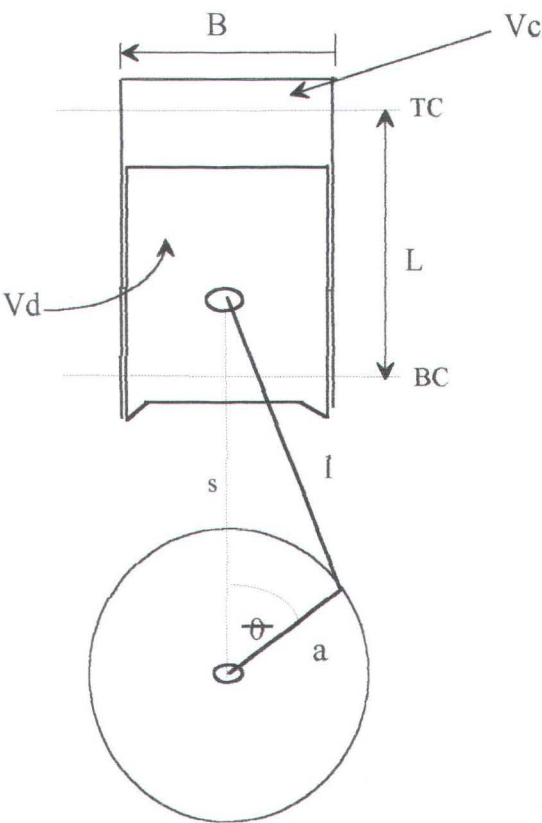
$$\Delta P = P_{i+1} - P_i = P_i \left[ \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n - 1 \right] \quad (4.25)$$

$$P_{i+1} = P_i \cdot \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \quad (4.26)$$

Tekanan dan volume pada awal dan akhir interval  $\Delta\theta$  dihubungkan oleh ;

$$P_i V_i = P_{i+1} V_{i+1}^n \quad (4.27)$$

Temperatur gas dapat dicari dari pernyataan persamaan  $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$ , saat tekanan dan temperatur telah diketahui dan ini telah diasumsikan bahwa massa adalah konstan.



Gambar 4.3. Geometry silinder pada reciprocating engine.

4.2.8. Keseimbangan Produk

4.2.8.1. Udara pembakaran

Untuk menganalisa motor diesel, dipakai supply udara dengan relatif humidity sebesar 95 % dan ambient temperatur sebesar 29,4 ° C sehingga dapat dijabarkan komposisi udara dengan persamaan :

$$RH = \rho H_2O_{udara\ 29,4^{\circ}C} / \rho H_2O_{s\ tan\ dar\ 29,4^{\circ}C} \tag{4.28}$$

$$RH = x H_2O_{udara\ 29,4^{\circ}C} / H_2O_{s\ tan\ dar\ 29,4^{\circ}C} \tag{4.29}$$

Sehingga  $x_{H_2O} = RH \cdot \rho_{H_2O_{saturated\ 29,4^{\circ}C}} / \rho_{udara\ 29,4^{\circ}C}$  , Dimana tekanan uap air jenuh pada  $29,4^{\circ}C$  :  $29,0\ inHg$  (  $0,097928\ Mpa$ ), dan tekanan udara diasumsikan  $1\ Atm$  (  $0,101325\ Mpa$  ). Maka fraksi mol uap air di udara :

$$x_{H_2O} = 95\% \cdot \rho_{H_2O_{saturated\ 29,4^{\circ}C}} / \rho_{udara\ 29,4^{\circ}C}$$

(4.30)

Komposisi udara bahan bakar, seperti terlihat pada tabel 4.3. dibawah.

Gas	Mole fraction	Molar ratio	Molecular weight
O <sub>2</sub>	0,2095	1	31,998
N <sub>2</sub>	0,7905	3,773	28,012

Tabel 4.3. Prinsiple constitutents dari udara kering.

Sehingga ;

Fraksi mol O<sub>2</sub>

$$x_{O_2} + 3,773 \cdot x_{O_2} = 1 - x_{H_2O}$$

(4.31)

$$x_{O_2} = ( 1 - x_{H_2O} ) / 4,3773$$

Fraksi mol N<sub>2</sub>

$$x_{N_2} = 3,773 \cdot x_{O_2}$$

(4.32)

4.2.8.2. Koefisien Residual Gas

Koefisien residual gas (  $g_r$  ) didefinisikan sebagai perbandingan mol dari gas residu dengan mol dari gas kerja didalam ruang bakar saat akhir penginjeksian atau awal kompresi, menyatakan tingkat scavenging motor diesel

$$g_r = \frac{M_r}{M_f}$$

(4.33)



Untuk 4 - stroke,  $g_r : 0,03 - 0,04$  sedangkan 2 - stroke,  $g_r : 0,02 - 0,03$ , dengan mengasumsikan tekanan awal kompresi,  $P_i ; 23 \text{ Atm}$ , temperatur awal kompresi,  $T_i ; 592 \text{ K}$  dan volume awal kompresi,  $V_i ; 910 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ . Maka :

1. Mol gas kerja di ruang bakar (  $M_f$  ) :

$$M_f = \frac{P_i \cdot V_i}{R \cdot T_i}$$

(4.34)

2. Mol gas residual

$$M_r = g_r \cdot M_f$$

(4.35)

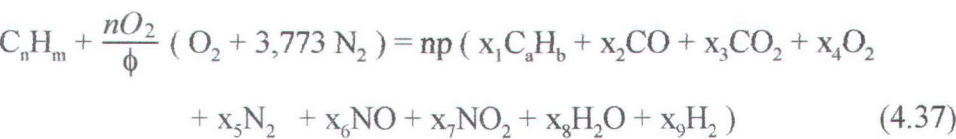
3. Mol udara

$$M_{udara} = ( 1 - g_r ) \cdot M_f$$

(4.36)

4.2.8.3. Proses Premixed Combustion Period

Persamaan reaksi dari proses pembakaran premixed ( persamaan 3.16 ) ;



Dengan menggunakan bahan bakar sebagai pembanding adalah  $C_8C_{18}$  , dengan  $\phi : 0,4398$ , dengan komposisi gas pembakaran seperti pada di bawah, (untuk jenis bahan bakar yang lain banyak tercantum pada buku - buku referensi ):

$\phi$	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	H <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Jumlah	units
0,4	0,0521	0,0586	-	-	0,122	0,767	1,000	Mol Fraction
0,6	0,0770	0,0866	-	-	0,0802	0,756	1,000	Mol Fraction

Tabel 4.4. Komposisi Gas yang terbakar

## 4.2.8.4. Persamaan Reaksi proses pembakaran pada premixed combustion

Menghitung  $nO_2$  :

$$nO_2 = (n + m/4 - r/2)$$

dimana ;  $n : 8, m : 18, r : 0$

Menghitung carbon balance, sesuai dengan persamaan 3.17 ;

$$n = np (a x_1 + x_2 + x_3)$$

dimana ;  $x_1 \& x_2 : 0, x_3 : 0,05706$

Menghitung hydrogen balance, sesuai dengan persamaan 3.18. ;

$$m = np (b x_1 + 2 x_8 + 2 x_9)$$

dimana ;  $x_8 : 0,06418, x_9 : 0$

Menghitung oxygen balance sesuai dengan persamaan 3.19 ;

$$r + \left( \frac{2 n O_2}{\phi} \right) = np (x_2 + 2 x_3 + x_6 + 2 x_4 + x_8)$$

dimana ;  $x_3 : 0,05706, x_4 : 0,11367$

Menghitung nitrogen balance, sesuai dengan persamaan 3.20. ;

$$\frac{7,546 n O_2}{\phi} = np (2 x_5 + x_6)$$

menghitung  $np, x_6, x_7, x_5 : 0,6589$

menghitung massa bahan bakar  $m_f$  :

$$\frac{dm_{f1}}{d\theta} = \frac{(0,44 \cdot m_f)}{{}^0CA}$$

$d\theta ({}^0CA)$  : direncanakan periode dari premixed combustion  
dihitung dari rumus  $\beta$

Jumlah fraksi mol ;  $x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8 + x_9 = 1$

menghitung mol bahan bakar yang terbakar :

$$M_{fl} = \left( \frac{d^m_{fl}}{d\phi} \right) / \text{Berat molekul } C_8H_{18}$$

berat molekul  $C_8H_{18}$  : 144

menghitung mol  $O_2$  yang dibutuhkan :

$$MO_{2R} = 6 \cdot nO_2 \cdot Mm_{fl}$$

menghitung mol  $O_2$  yang tersedia :

$$MO_{2A} = x_4 \cdot M_{udara}$$

menghitung mol  $O_2$  yang tersisa :

$$MO_{2S} = MO_{2R} - MO_{2A}$$

menghitung mol  $N_2$  yang tidak ikut bereaksi :

$$MN_{2S} = (np \cdot x_5) \cdot M_{fl}$$

menghitung mol  $CO_2$  yang dihasilkan :

$$MCO_2 = (np \cdot x_3) \cdot M_{fl}$$

menghitung mol  $CO$ ,  $C_aH_b$  &  $H_2$  yang dihasilkan :

$$MCO = (np \cdot x_2) \cdot M_{fl} = 0$$

$$MC_aH_b = 0$$

$$MH_2 = 0$$

menghitung mol  $H_2O$  yang dihasilkan :

$$MH_2O = (np \cdot x_8) M_{fl}$$

menghitung  $NO$  yang dihasilkan adalah :

$$MNO = (np \cdot x_6) \cdot M_{fl}$$

menghitung NO<sub>2</sub> yang dihasilkan :

$$MNO_2 = ( np \cdot x_7 ) \cdot M_n$$

Mol total gas buang :

$$M_{Tt} = MO_{2s} + MN_2 + MCO_2 + MH_2O + MNO + MNO_2 \text{ ( mol )}.$$

4.2.9. Pembentukan NOx

4.2.9.1. Konstanta Kecepatan Reaksi

Sesuai dengan nilai yang telah ditentukan dalam tabel 3.1 yakni :

1. Konstanta kecepatan reaksi pembentukan nitric oxides :

K	Konstanta reaksi ( cm <sup>3</sup> / mol.s )	Range temperatur ( K )
K <sup>+</sup> <sub>1</sub>	7,6 . 10 <sup>13</sup> . Exp ( -38.000 / T )	2000 - 5000
K <sup>+</sup> <sub>2</sub>	6,4 . 10 <sup>9</sup> Exp ( -3150 / T )	300 - 3000
K <sup>+</sup> <sub>3</sub>	4,1 . 10 <sup>13</sup>	300 - 2500

Tabel 4.5. Konstanta kecepatan reaksi pembentukan nitric oxides.

2. Konstanta kecepatan reaksi penguraian nitric oxides :

K	Konstanta reaksi ( cm <sup>3</sup> / mol.s )	Range temperatur ( K )
K <sup>-</sup> <sub>1</sub>	1,6 . 10 <sup>13</sup>	300 - 5000
K <sup>-</sup> <sub>2</sub>	1,5 . 10 <sup>9</sup> Exp ( -19.500 / T )	1000 - 3000
K <sup>-</sup> <sub>3</sub>	2,0 . 10 <sup>14</sup> Exp ( -23.650 / T )	2200 - 4500

Tabel 4.6. Konstanta kecepatan reaksi penguraian nitric oxides



4.2.9.2. Kosentrasi Unsur Pembentuk Nitric Oxide

Kosentrasi CO <sub>2</sub>	[ CO <sub>2</sub> ] = x <sub>3</sub> . M <sub>T1</sub>
Kosentrasi H <sub>2</sub> O	[ H <sub>2</sub> O ] = x <sub>8</sub> . M <sub>T1</sub> = [ OH ] = [ H ]
Kosentrasi NO <sub>2</sub>	[ NO <sub>2</sub> ] = x <sub>7</sub> . M <sub>T1</sub>
Kosentrasi O	[ O ] = [ O <sub>2</sub> ] = x <sub>4</sub> . M <sub>T1</sub>
Kosentrasi N <sub>2</sub>	[ N <sub>2</sub> ] = x <sub>5</sub> . M <sub>T1</sub>
Kosentrasi N	[ N ] = [ N <sub>2</sub> ] / 2
Kosentrasi NO	[ NO ] = x <sub>6</sub> . M <sub>T1</sub>

Dimana M<sub>T1</sub> adalah jumlah mol total pada periode pembakaran cepat.

4.2.9.3. Kosentrasi NOx

Menghitung kecepatan reaksi, sesuai dengan persamaan :

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1^+ \cdot [O] \cdot [N_2] + K_2^+ \cdot [N] \cdot [O_2] + K_3^+ \cdot [N] \cdot [OH] - K_1^- \cdot [NO] \cdot [N] - K_2^- \cdot [NO] \cdot [O] - K_3^- \cdot [NO] \cdot [H] \tag{4.38}$$

Menghitung waktu pembentukan nitric oxide, sesuai dengan persamaan ;

$$\tau_{NO} = 8.10^{-16} \cdot \frac{Exp\left(\frac{59.300}{T}\right)}{P^{0,5}} \tag{4.39}$$

Menghitung nitric oxide dalam ppm bahan bakar, sesuai dengan persamaan :

$$[NO] = \frac{d[NO]}{dt} \cdot \tau_{NO} \cdot \frac{10^6}{[M_f]} \tag{4.40}$$

dimana [M<sub>f</sub>] adalah kosentrasi bahan bakar.

## **TUGAS AKHIR**

### **BAB V**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

## **BAB V**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

Eksperimen yang dilakukan adalah dengan menggunakan mesin diesel type direct injection bersilinder tunggal dengan variasi pembebanan pada injection timing  $15^{\circ}$  BTDC,  $20^{\circ}$  BTDC dan  $25^{\circ}$  BTDC ; mesin diesel dioperasikan pada putaran konstan 1100 Rpm. Data - data hasil eksperimen secara umum terlihat pada tabel 5.1.

#### **5.1. Analisa Pengaruh Ignition Delay**

Ignition delay yang terdiri dari phisical delay dan chemical delay, diawali dengan penginjeksian bahan bakar ke dalam ruang bakar hingga menunjukkan hot flame ( self ignition ) yakni awal dari explosive burning, yang diikuti kenaikan tekanan yang sangat tajam, seperti ditunjukkan dalam diagram indikator. Ignition delay yang terjadi sangat dipengaruhi oleh variabel operasi mesin seperti load atau pembebanan , perubahan beban pada mesin diesel sebagai salah satu variabel operasi mesin akan menentukan ignition delay yang terjadi, dan akan mempengaruhi terbentuknya karakteristik proses pembakaran mesin diesel itu sendiri baik tekanan indikator, temperatur ruang bakar maupun heat release, disamping faktor perubahan beban sebagai variabel operasi ignition delay juga dipengaruhi oleh kualitas bahan bakar ( yakni angka cetana bahan bakar ), waktu penginjeksian bahan bakar ( injection timing ), injection rate serta faktor yang



lainnya. Hasil eksperimen menunjukkan pada variabel load dengan injection timing  $15^{\circ}$  BTDC,  $20^{\circ}$  BTDC dan  $25^{\circ}$  BTDC ; ignition delay yang terjadi terlihat pada tabel 5.2.

Pada perubahan load dengan injection timing yang tetap seperti pada gambar 5.1. terlihat peningkatan load akan mempersingkat ignition delay yang terjadi ; yakni pada injection timing  $15^{\circ}$  BTDC pada 60 % load : ignition delaynya sebesar  $5,53^{\circ}$  CA, pada 80 % load ignition delay yang terjadi mengalami penurunan sebesar 6,14 % serta pada full load menurun sampai 9,58 % yakni ignition delaynya sebesar  $5^{\circ}$  CA. Demikian pula pada injection timing  $20^{\circ}$  BTDC pada 60% load ignition delay yang terjadi sebesar  $7,1^{\circ}$ CA dan mengalami penurunan sebesar 11,8 % pada full load. Sedangkan pada injection timing  $25^{\circ}$  BTDC pada 60% load ignition delay yang terjadi sebesar  $9,3^{\circ}$  CA dan mengalami penurunan sebesar 2,15 % pada 80% load yakni ignition delaynya sebesar  $9,1^{\circ}$  CA serta pada full load turun sebesar 6,45% .

Jika dikaitkan dengan dengan produksi NOx yang terjadi seperti terlihat pada gambar 5.2. Pada injection timing  $15^{\circ}$  BTDC dengan ignition delay yang terjadi paling singkat, pada kondisi variabel load dapat dilihat pada gambar 5.3 bahwa produksi NOx yang terbentuk adalah yang paling menguntungkan dimana pada 60% load dengan temperatur maksimum ruang bakar 1578,606 K dan ignition delay yang terjadi  $5,53^{\circ}$  CA ; terbentuk 1010 ppm NOx, dengan kecenderungan naik disebabkan temperatur maksimum ruang bakar yang terjadi juga makin meningkat yakni pada 80% load NOx yang terbentuk meningkat



sebesar 4,95 % dan pada full load produksi NOx naik sebesar 18,8 % dengan kenaikan temperatur sebesar 19,3 %. Pada gambar 5.4. terlihat pada injection timing  $20^{\circ}$  BTDC secara umum kurang menguntungkan dibandingkan dengan kondisi diatas, dimana pada 60% load menghasilkan NOx sebesar 1420 ppm dengan temperatur maksimum ruang bakar sebesar 1610,95 K dan ignition delay  $7,1^{\circ}$  CA, terus meningkat pada 80% load sebesar 4,22 % dan pada full load NOx yang terbentuk meningkat sebesar 25,35 % dengan peningkatan temperatur maksimum ruang bakar yang terjadi sebesar 20,04 %. Demikian pula halnya pada injection timing  $25^{\circ}$  BTDC seperti terlihat pada gambar 5.5, dengan temperatur maksimum ruang bakar yang sangat tinggi serta ignition delay yang terjadi cukup panjang menyebabkan produksi NOx yang terbentuk sangat tinggi, pada 60% load dengan temperatur ruang bakar maksimum 1692,0887 K serta ignition delay yang terjadi sebesar  $9,3^{\circ}$  CA terbentuk NOx sebesar 1770 ppm, mengalami peningkatan yang cukup tinggi pada full load karena peningkatan temperatur ruang bakar yang cukup tinggi pula yakni sebesar 21,6%.

## 5.2. Analisa Pengaruh Premixed Combustion

Pembakaran pada mesin diesel secara prinsip terbagi dua yakni premixed combustion dan diffusion combustion, premixed combustion dimulai pada bagian akhir ignition delay period. Tingkat premixed combustion adalah sangat penting sebab berhubungan dengan nilai heat release yang dihasilkan dalam waktu singkat

pada tekanan yang naik dengan cepat, terjadinya heat release selama premixed combustion sangat bergantung pada jumlah bahan bakar yang bercampur dengan udara untuk membentuk campuran yang dapat terbakar selama ignition delay period. Tekanan dan heat release erat hubungannya dengan kenaikan temperatur ruang bakar dan produksi NO<sub>x</sub>, pada gambar 5.6. terlihat injection timing yang semakin diperlambat menunjukkan penurunan tekanan ruang bakar, serta tekanan maksimum berada sekitar 10° ATDC, begitu pula penambahan beban menunjukkan peningkatan tekanan pada seluruh sudut engkol, dari hasil eksperimen tekanan tertinggi terjadi pada sudut penginjeksian 25° BTDC. Naiknya tekanan ini diakibatkan dari kuantitas bahan bakar yang terbakar pada premixed combustion atau fuel burned fraction pada premixed combustion semakin besar sehingga menyebabkan pressure rise naik dengan cepat sampai mencapai maksimum yang sangat erat hubungannya dengan temperatur ruang bakar, persamaan gas ideal menunjukkan bahwa kenaikan tekanan akan menaikkan temperatur. Heat release dengan perubahan beban seperti terlihat pada gambar 5.7. pada penginjeksian bahan bakar 15° BTDC nampak bahwa premixed combustion tidak banyak perbedaannya, apabila dikaitkan dengan produksi NO<sub>x</sub> maka pada penginjeksian 15° BTDC lebih menguntungkan dengan fraksi bahan bakar yang terbakar pada premixed combustion hanya berkisar 65,9 % pada 60% load. Untuk injection timing 20° BTDC sama trennya dengan injection timing 15° BTDC, hanya premixed combustion yang terjadi lebih besar, sedangkan pada injection timing 25° BTDC sedikit berbeda trennya yakni pada injection timing

25<sup>o</sup> BTDC dimana tekanan dan temperatur ruang bakar cukup tinggi menyebabkan fraksi bahan bakar yang terbakar juga tinggi yakni berkisar 72,35 % pada periode premixed combustion. Premixed combustion sedikit meningkat dengan penambahan beban, ini berarti bahwa penginjeksian yang lebih cepat ignition delay sangat mempengaruhi atau dengan penambahan beban akan sangat berpengaruh terhadap ignition delay, sehingga menyebabkan premixed combustion akan semakin lama pada penambahan beban. Akibatnya NO<sub>x</sub> yang terbentuk meningkat.

### 5.3 Pembahasan

Untuk mencapai kondisi yang lebih menguntungkan dengan produksi NO<sub>x</sub> yang minimum, maka diupayakan ignition delay yang terjadi sesingkat mungkin karena diketahui bahwa ignition delay sangat mempengaruhi karakteristik proses pembakaran mesin diesel baik tekanan indikator, temperatur maupun heat release dari ruang bakar ; maka kondisi yang paling menguntungkan dari pelaksanaan eksperimen dengan variabel load dan injection timing adalah pada injection timing 15<sup>o</sup> CA dengan ignition delay yang paling menguntungkan, dikaitkan dengan temperatur maksimum ruang bakar yang merupakan faktor utama yang mempengaruhi produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk dapat dilihat pada gambar 5.8 bahwa pada variabel injection timing dimana dengan temperatur maksimum yang makin menurun diproduksi NO<sub>x</sub> yang lebih rendah, dapat dilihat pada injection



timing  $15^{\circ}$  BTDC pada full load memproduksi temperatur maksimum ruang bakar yang paling minimum dengan ignition delay yang terjadi paling singkat dibandingkan dengan kondisi variabel load yang lainnya sehingga hal ini akan sangat mempengaruhi produksi NO<sub>x</sub>, dari gambar 5.8 dapat diamati dengan temperatur maksimum yang rendah akan mempengaruhi produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk, produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk semakin rendah pada kondisi perlambatan penginjeksian yakni pada  $15^{\circ}$  BTDC, pada injection timing  $25^{\circ}$  BTDC produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk sangat tinggi, disebabkan ignition delay yang terjadi cukup panjang, menyebabkan premixed combustion yang makin panjang juga sehingga kosekwensinya temperatur maksimum ruang bakar yang terjadi cukup tinggi. Dari gambar 5.9 terlihat pula dengan peningkatan beban akan menaikkan temperatur ruang bakar pada setiap sudut engkol dan ignition delay yang terjadi semakin singkat.

Banyaknya bahan bakar yang terbakar pada premixed combustion tidak langsung menunjukkan besarnya NO<sub>x</sub> yang diproduksi, tapi juga dipengaruhi temperatur pembakaran. Hal ini nampak sekali pada perubahan pembebanan. Peningkatan beban akan meningkatkan temperatur, namun karena ignition delay semakin singkat maka premixed combustion semakin berkurang, akan tetapi NO<sub>x</sub> yang diproduksi pada beban penuh tetap lebih tinggi.

Jadi terlihat bahwa ignition delay dan premixed combustion sangat berpengaruh pada produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk karena akan mempengaruhi karakteristik termodinamika proses pembakaran dalam ruang bakar terutama temperatur dan



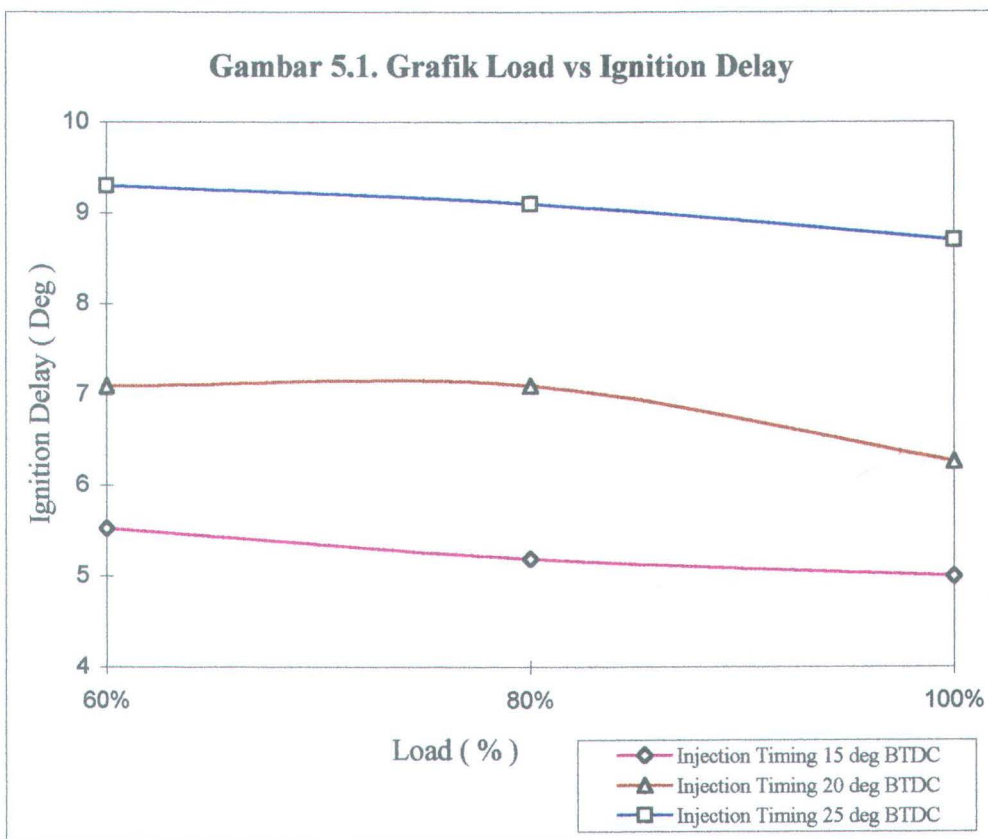
tekanan ruang bakar, peningkatan fraksi pembakaran premixed akan meningkatkan NOx yang terbentuk, yang mana massa bahan bakar yang terbakar pada premixed combustion period merupakan fungsi dari ignition delay period.

No. Eksp.	Load ( % )	$T_{Max}$ ( K )	$DP_{Max}$ ( MPa. )	$P_{Max}$ ( MPa. )	$DQ_{Max}$ ( J )	$P_{MI}$ ( MPa. )	Deg $DQ_{Max}$ ( $^{\circ}CA$ )	NOx ( ppm. )
( i ) Injection Timing $15^{\circ}$ BTDC, Putaran konstan 1100 Rpm.								
1	60 %	1.578,6065	0,4305	6,3477	84,1378	0,5507	174	1.010
2	80 %	1.708,9549	0,4489	6,7398	87,1343	0,5881	173	1.060
3	100 %	1.883,3405	0,4739	7,3296	93,0376	0,7917	174	1.200
( ii ) Injection Timing $20^{\circ}$ BTDC, Putaran konstan 1100 Rpm.								
1'	60 %	1.610,9577	0,6133	6,7917	131,3694	0,5154	170	1.420
2'	80 %	1.744,5804	0,6164	7,377	136,3916	0,6161	170	1.480
3'	100 %	1.933,8403	0,6402	7,957	140,7294	0,7745	170	1.780
( iii ) Injection Timing $25^{\circ}$ BTDC, Putaran konstan 1100 Rpm.								
1''	60 %	1.692,0887	0,7089	7,2789	165,7222	0,5109	168	1.770
2''	80 %	1.833,9684	0,7864	7,8122	189,3906	0,6229	167	2.000
3''	100 %	2.057,9045	0,8852	8,7207	216,1713	0,792	167	2.000

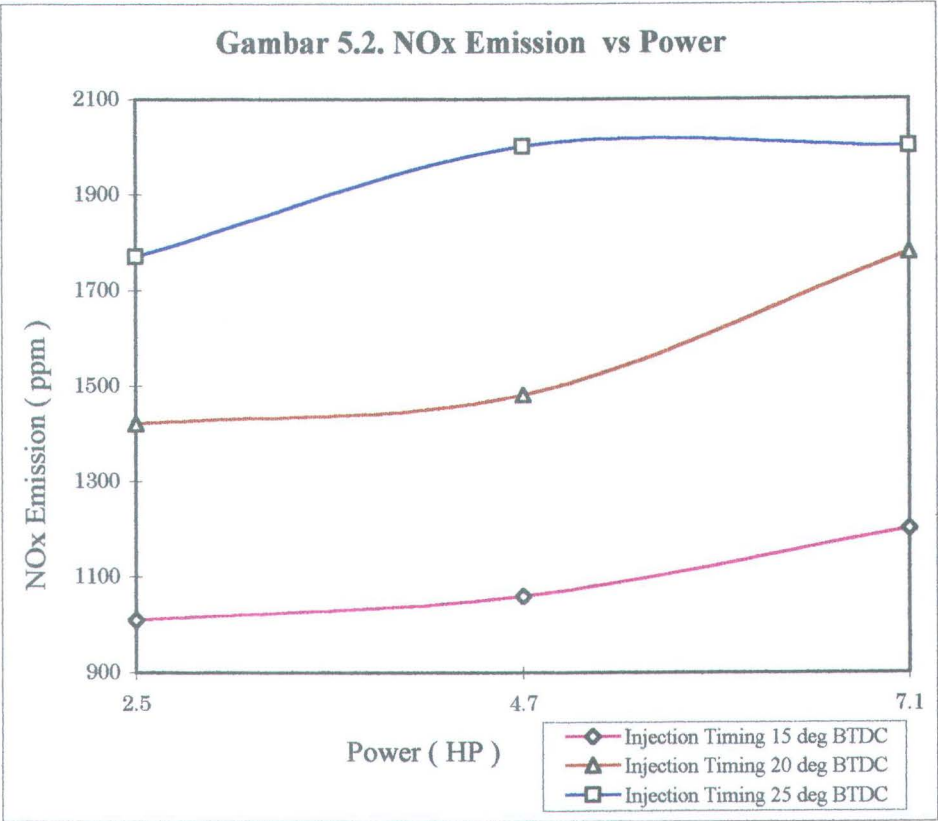
Tabel 5.1. Data Hasil Eksperimen NOx Pada Motor Diesel

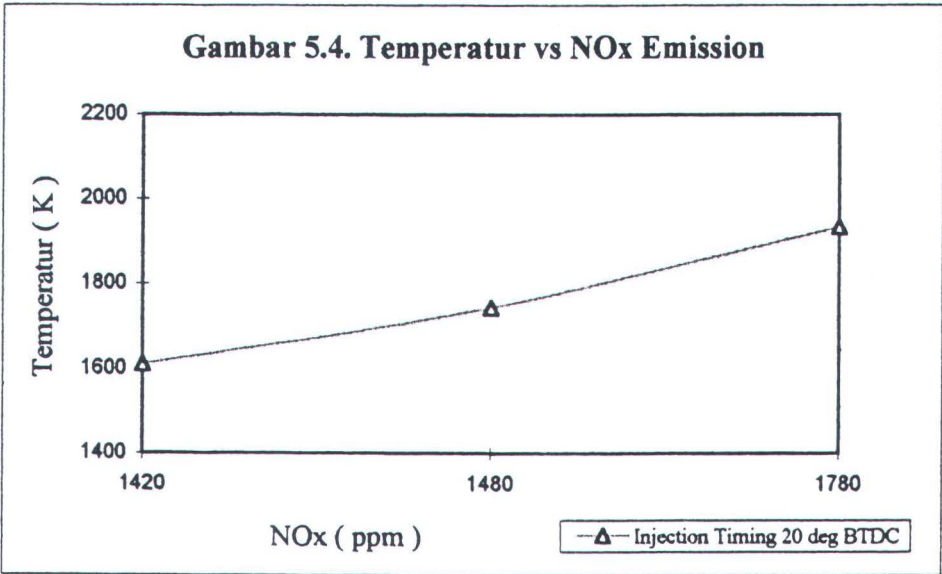
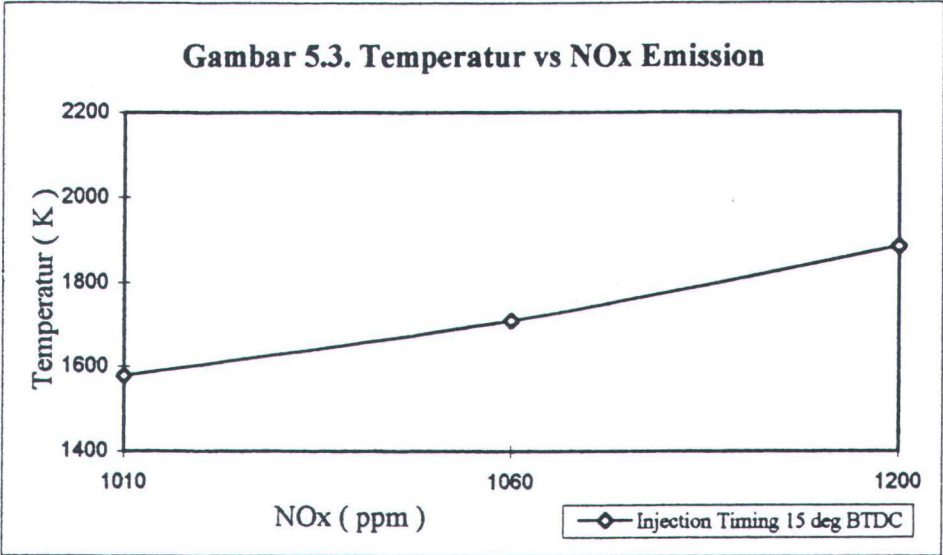
Load ( % )	Ignition Delay ( ° CA )
Injection Timing 15° BTDC	
60	5,53
80	5,19
100	5,0
Injection Timing 20° BTDC	
60	7,1
80	7,1
100	6,26
Injection Timing 25° BTDC	
60	9,3
80	9,1
100	8,7

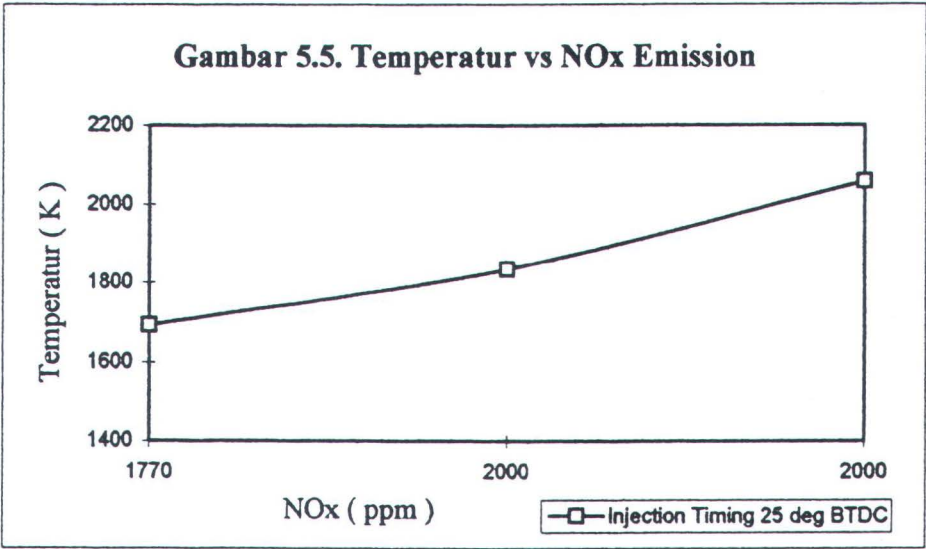
Tabel 5.2. Ignition Delay Hasil Eksperimen NOx.

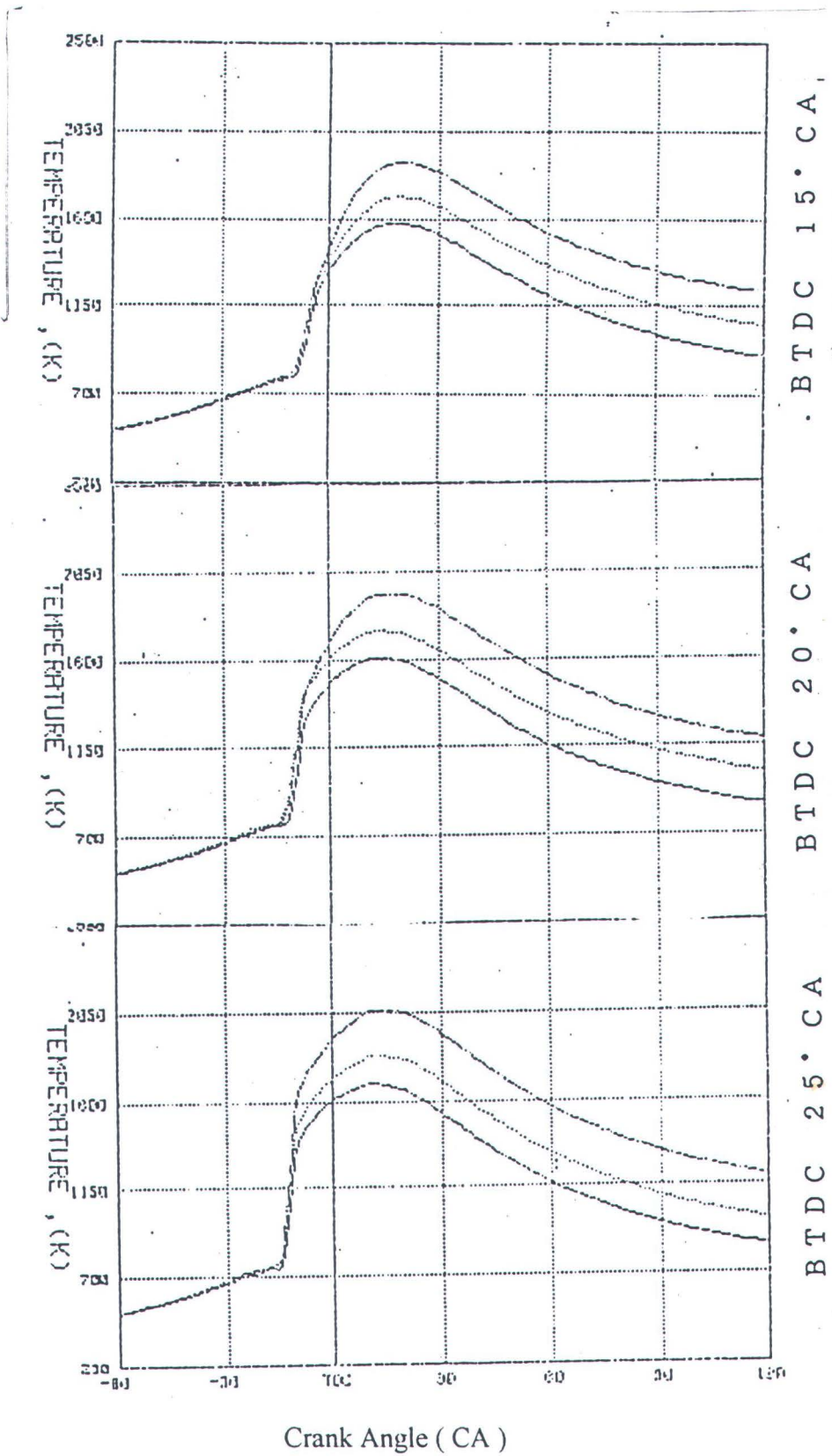






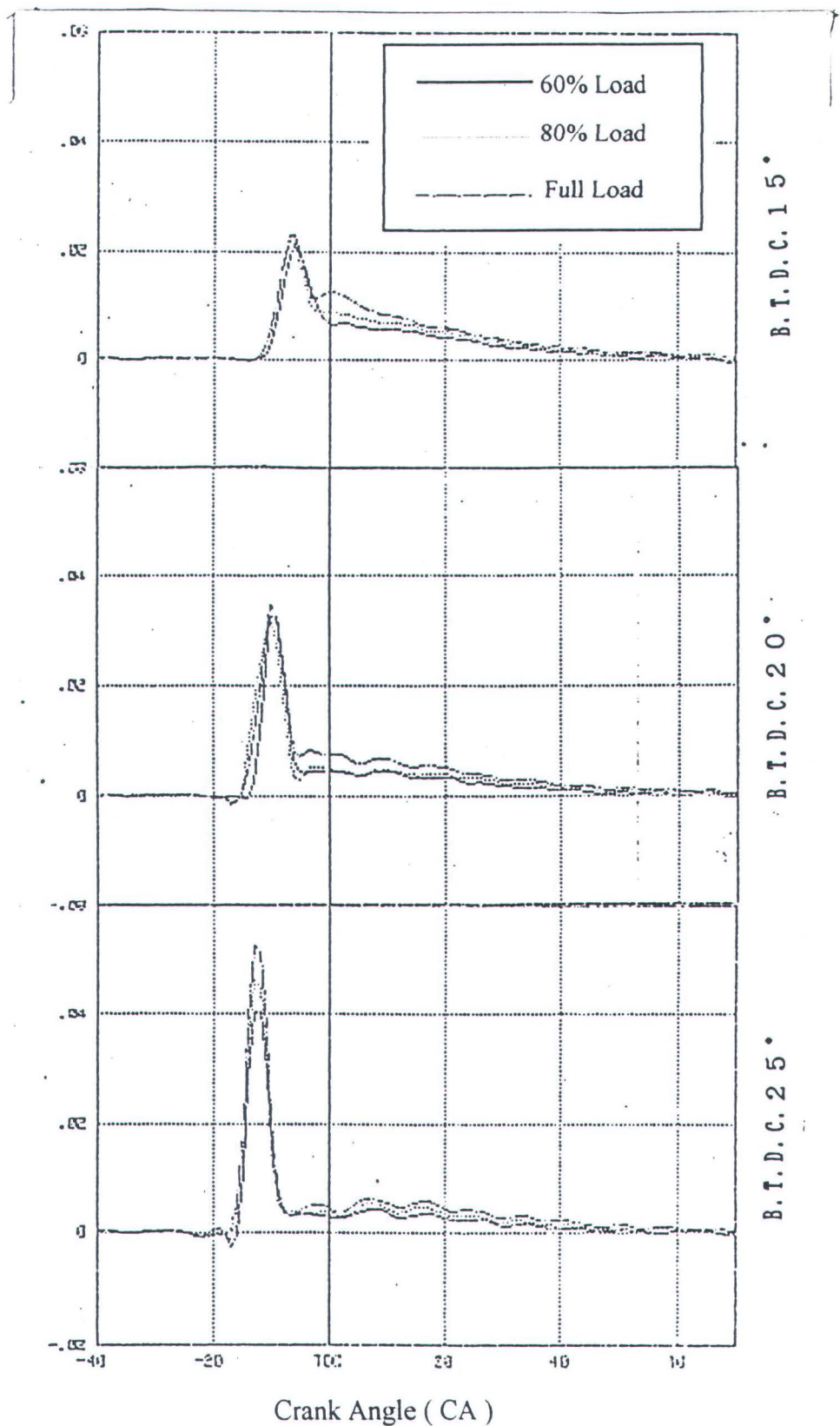




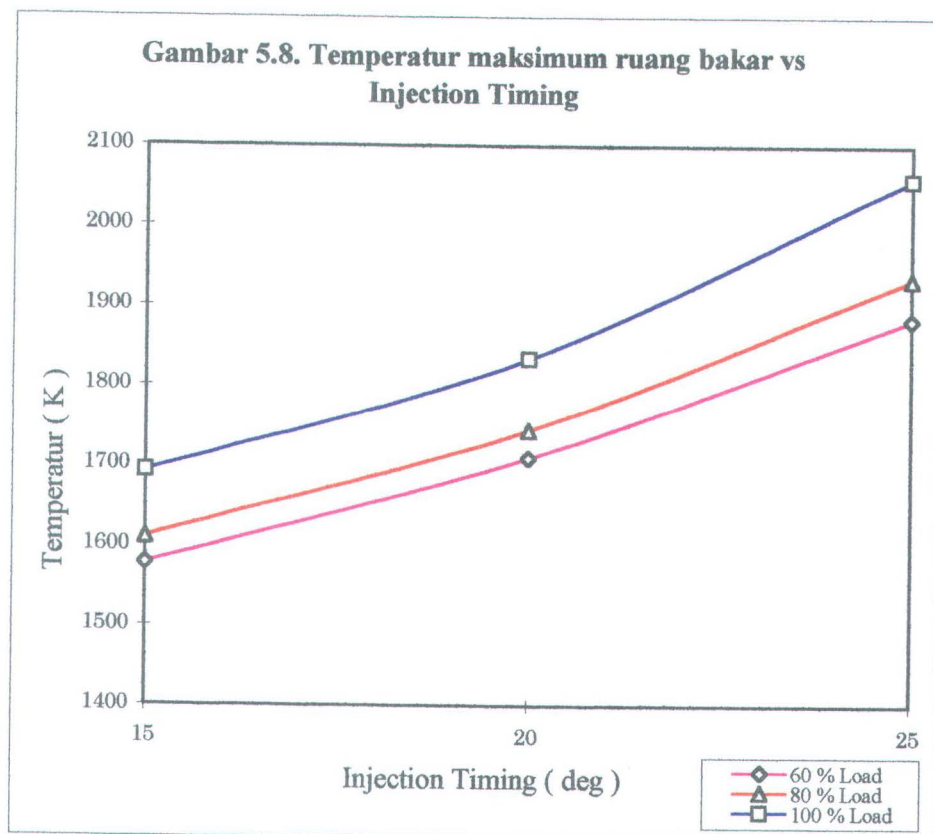


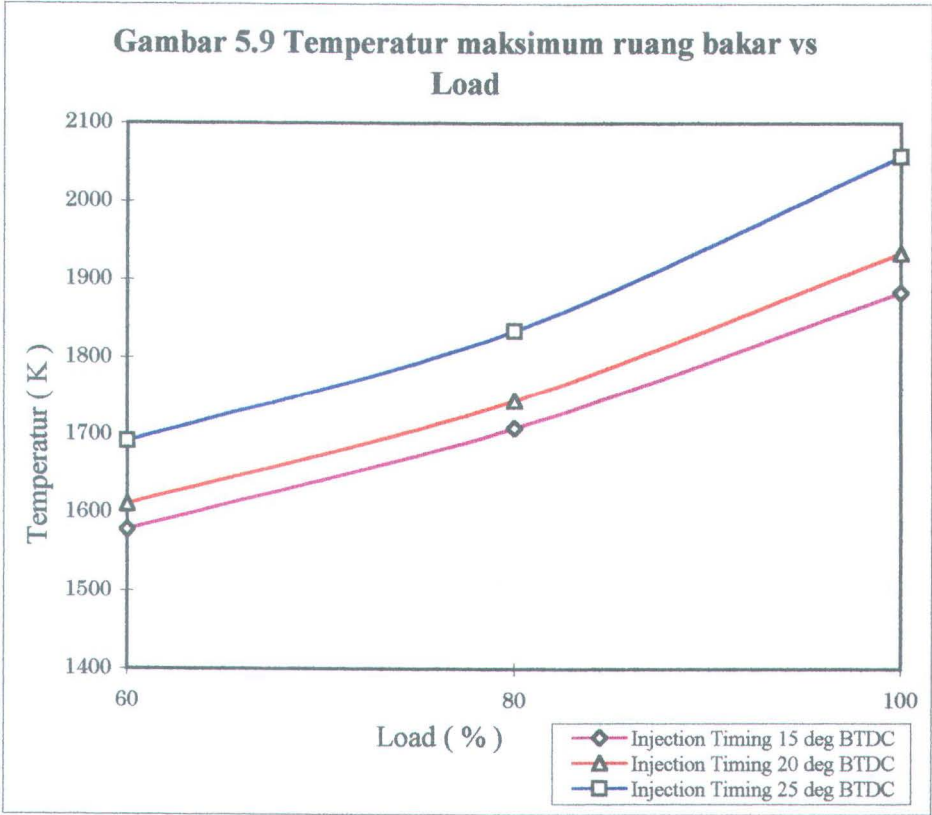
Gambar 5.6 Grafik Temperatur vs Putaran sudut engkol pada variasi beban.





Gambar 5.7 Grafik Heat Release vs Putaran sudut engkol pada variasi beban.





## **TUGAS AKHIR**

### **BAB VI** **KESIMPULAN**



## BAB VI

### KESIMPULAN

Dari analisa dan pembahasan telah diuraikan tentang pengaruh ignition delay dan premixed combustion terhadap terbentuknya NO<sub>x</sub> pada variabel pembebanan dan waktu penginjeksian. Maka dari uraian tersebut dapat ditarik beberapa kesimpulan ;

1. Ignition delay yang terjadi selama proses pembakaran akan sangat berpengaruh terhadap produksi NO<sub>x</sub>, peningkatan beban pada injection timing yang tetap akan mempersingkat ignition delay yang terjadi, tetapi temperatur maksimum ruang bakar yang terjadi makin meningkat sehingga kosekwensinya produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk juga semakin meningkat.
2. Pada kondisi variabel injection timing dengan pembebanan yang tetap, waktu penginjeksian yang lebih awal akan menyebabkan ignition delay yang terjadi semakin panjang dan temperatur maksimum ruang bakar juga akan meningkat sehingga mengakibatkan produksi NO<sub>x</sub> yang terbentuk yang cukup tinggi.
3. Premixed Combustion period merupakan fungsi dari ignition delay, premixed combustion sangat dipengaruhi oleh temperatur pembakaran. Peningkatan beban akan meningkatkan temperatur dan menyebabkan ignition delay yang terjadi semakin singkat dan premixed combustion semakin berkurang, tapi produksi NO<sub>x</sub> tetap tinggi pada beban penuh.

4. Perlambatan penginjeksian akan memberikan kondisi thermodinamika yang lebih baik terhadap temperatur maksimum ruang bakar yang terjadi dan produksi NOx yang terbentuk, penginjeksian yang lebih awal memberikan kondisi yang kurang menguntungkan, disebabkan ignition delay yang terjadi cukup panjang yang menyebabkan premixed combustion period juga panjang, sehingga kosekwensinya temperatur maksimum yang terjadi semakin tinggi dan mengakibatkan produksi NOx yang terbentuk semakin tinggi pula.

5. Ignition delay dan Premixed combustion period pada proses pembakaran mesin diesel sangat mempengaruhi karakteristik thermodinamika dari proses pembakaran itu sendiri, terutama temperatur maksimum yang merupakan faktor yang paling utama berpengaruh terhadap produksi NOx yang terjadi.

**TUGAS AKHIR**

**DAFTAR PUSTAKA**



## DAFTAR PUSTAKA

A.C. Alkidas, *On Premixed Combustion in a Direct Injection Diesel Engine*, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1987.

John B. Heywood, *Internal Combustion Process Fundamentals*, Mc Graw - Hill Book Co, 1989.

Jungkyu Park, Akira Murakami & Kazuo Kontani, *Thermodynamic Analysis of a New Concept Diesel Engine*, Bulletin of Mechanican Engineering Laboratory, Japan 1991.

M. David B, George D Kingsley, *Marine Diesel*, 1983.

Obert, EF, *Internal Combustion Engine and Air Pollution*, Fourth Edition, Intex, 1973.

Petrovksy, *Marine Internal Combustion Engine*, Mir Publisher, Moscow.

Richard Stone, *Introduction to Internal Combustion Engine*, Brunel university 1992.

Tateo Nagai & Masyoshi Kawakami, *Reduction of NO<sub>x</sub> Emission from Medium Diesel Engine*, 1991.

Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practise*.

W.R. Wade, *Reduction of NO<sub>x</sub> and Particulate Emission in Diesel Combustion Process*, Journal Of Engineering For GS and Power, Oktober 1987.

W.T. Lyn, *The Effects of Phisical Factors on Ignition Delay*, Dept. of Mechanical Engineering, King's College London, 1966.